

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO**

**CARRERA:
INGENIERÍA MECÁNICA**

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE:
INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA:
ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO TÉRMICO DEL VAPOR
DE AGUA EN EL INTERIOR DE LAS TUBERÍAS DE DISTRIBUCIÓN
MEDIANTE EL SOFTWARE ESPECIALIZADO ANSYS.**

**AUTORES:
DIEGO ALEJANDRO CAJAMARCA PEÑAFIEL
JOSÉ DANIEL CÁRDENAS PADILLA**

**TUTORA:
MARÍA CRISTINA CALERO ARMAS**

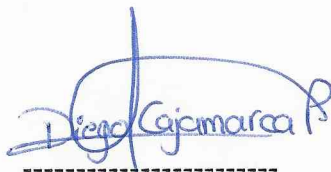
Quito, Enero del 2018

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

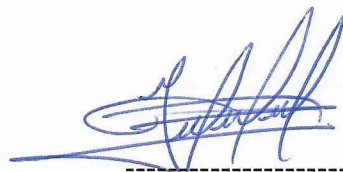
Nosotros Diego Alejandro Cajamarca Peñafiel, con documento de identidad N° 171859333-6 y José Daniel Cárdenas Padilla con documento de identidad N° 172237408-7, manifestamos nuestra voluntad y sedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del Trabajo de Titulación: Análisis y simulación del comportamiento térmico del vapor de agua en el interior de las tuberías de distribución mediante el software especializado Ansys., el mismo que se ha desarrollado para optar por el título de Ingenieros Mecánicos, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores reservamos los derechos morales de la obra antes citada.

En concordancia, suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



Diego Alejandro
Cajamarca Peñafiel
171859333-6

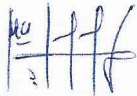


José Daniel
Cárdenas Padilla
172237408-7

DECLARACIÓN DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR.

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el proyecto investigativo, “Análisis y simulación del comportamiento térmico del vapor de agua en el interior de las tuberías de distribución mediante el software especializado Ansys”. Realizado por Diego Alejandro Cajamarca Peñafiel y José Daniel Cárdenas Padilla, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerados como trabajo final de titulación.

Quito, Enero de 2018



Fis. María Cristina Calero Armas, M.Sc.

Cédula: 1714550645

AGRADECIMIENTO

Quiero agradecer a mis padres Alfredo y Myrian, a mis hermanos Verónica y Jorge, y a mi familia y amigos en general, por el apoyo incondicional en este y todos los proyectos que he realizado a lo largo de mi vida. A la Universidad Politécnica Salesiana, sus docentes entre los cuales agradezco de todo corazón a mi directora de carrera Física Sonia Guaño, a nuestra tutora y amiga Física Cristina Calero. Al personal administrativo por permitirnos culminar este proyecto y a nuestra carrera de ingeniería y al mejor amigo que pude tener en esta etapa Universitaria y de vida, José Daniel mi compañero de proyecto.

Diego Cajamarca

Mis más sinceros agradecimientos a mi madre Beatriz quien siempre luchó por convertirme en un buen ser humano y un excelente profesional. A mi padre José quien con sus consejos me hizo una persona fuerte de carácter y espíritu, a mis hermanos quienes me apoyaron en todo momento de mi vida. A la Universidad Politécnica Salesiana quien, juntos con sus docentes y personal administrativo, me inculcaron grandes conocimientos académicos y morales. A nuestra tutora Física Cristina Calero quien fue el pilar fundamental para poder salir adelante en este trabajo, y por último a mi gran amigo Diego Alejandro quien se convirtió en el hermano que la vida me brindó.

José Cárdenas

DEDICATORIA

Este proyecto se lo dedico a cada una de las personas que confiaron en mí, que me apoyaron y guiaron para ser lo que soy ahora. Mis padres, hermanos, sobrino, familia, profesores y amigos que estuvieron en las buenas y en las malas conmigo. Se los dedico con el alma.

Diego Cajamarca

Este proyecto dedico primero a Dios, a mis padres, a mis hermanos, amigos y a quienes confiaron en mí en todo momento. De manera especial a mi esposa y a mi hija quienes día a día me dan esas fuerzas para no decaer, salir adelante y ser un buen cristiano y un honrado ciudadano.

José Cárdenas

INDICE GENERAL

| | |
|--|------|
| CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR | II |
| AGRADECIMIENTO | IV |
| DEDICATORIA | V |
| INDICE GENERAL | VI |
| INDICE DE FIGURAS | VIII |
| INDICE DE TABLAS | IX |
| RESUMEN | X |
| ABSTRACT | XI |
| OBJETIVOS | XII |
| INTRODUCCIÓN | 1 |
| NOMENCLATURA | 3 |
| CAPÍTULO I | 4 |
| Estado del arte | 4 |
| 1. Aspectos teóricos | 6 |
| 1.1 Vapor de agua | 6 |
| 1.2 Tipos de vapor | 7 |
| 1.3 Cambio de fase en una sustancia pura | 7 |
| 1.4 Calderas de vapor | 8 |
| 1.5 Dimensionamiento de tuberías | 9 |
| 1.6 Fallas en sistemas presurizados | 10 |
| 1.7 Fallas que involucran ruptura súbita de tuberías | 10 |
| 1.8 Distribución del vapor | 11 |
| 1.9 Elementos constitutivos de una red de vapor | 11 |
| 1.10 Fundamentos de la distribución de vapor | 11 |
| 1.11 Software de simulación CFD | 12 |
| 1.12 Funcionamiento de los simuladores | 13 |
| CAPÍTULO II | 14 |
| 2.1 .Caldera | 14 |
| 2.2 Distribuidor de vapor | 14 |
| 2.3 Red de distribución de la salida de vapor | 15 |
| 2.3.1 Consideraciones para el diseño de la red de distribución | 15 |
| 2.3.2 Esquema de distribución | 16 |
| 2.3.3 Selección de tuberías y elementos de la línea de distribución de vapor | 16 |

| | | |
|----------------------|---|----|
| 2.3.4 | Cálculo del diámetro de tubería por el método de velocidades | 16 |
| 2.3.5 | Dimensionamiento del distribuidor de vapor por el método de velocidades | 18 |
| 2.3.6 | Distancias entre líneas de alimentación | 19 |
| 2.3.7 | Número de Reynolds | 19 |
| 2.3.8 | Factor de resistencia K para válvulas y accesorios..... | 20 |
| 2.3.9 | Factor K para tuberías..... | 21 |
| 2.3.10 | Caída de presión | 22 |
| 2.3.11 | Pérdidas de carga y fricción en las tuberías..... | 23 |
| 2.3.12 | Parámetros de selección de válvulas | 25 |
| 2.3.13 | Línea de condensado | 26 |
| 2.4 | Pérdidas de calor en tuberías..... | 26 |
| 2.5 | Transferencia de calor..... | 27 |
| CAPITULO III | | 32 |
| 3.1 | Parámetros para la simulación | 32 |
| 3.2 | Procedimiento para la simulación del vapor en las tuberías de distribución en Ansys | |
| 16.0 | | 32 |
| 3.3 | Análisis de resultados con los diferentes parámetros establecidos | 36 |
| CONCLUSIONES | | 50 |
| RECOMENDACIONES..... | | 52 |
| REFERENCIAS | | 53 |
| ANEXOS | | |

INDICE DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1. Dispersión de los átomos en las distintas fases [13]. | 7 |
| Figura 2. Esquema básico de una red de distribución de vapor [19]. | 12 |
| Figura 3. Esquema de la línea de distribución. | 16 |
| Figura 4. Esquema de línea de condensado [26]. | 26 |
| Figura 5. Ecuaciones de la energía y transferencia de calor usada por Ansys. | 33 |
| Figura 6. Selección del módulo a usar. | 33 |
| Figura 7. Ingreso de geometría. | 34 |
| Figura 8. Mallado de la geometría. | 34 |
| Figura 9. Definición de parámetros de entrada, restricciones y condiciones de borde. | 34 |
| Figura 10. Definición de datos. | 35 |
| Figura 11. Solución. | 36 |
| Figura 12. Corte transversal de tubería sin aislante con 20 y 30 m/s. | 38 |
| Figura 13. Corte longitudinal de la tubería sin aislante térmico a 20 y 30 m/s. | 39 |
| Figura 16. Corte transversal de tubería con aislante a 20 m/s. | 40 |
| Figura 17. Corte longitudinal de tubería con aislante a 20 m/s. | 40 |
| Figura 18. Corte transversal de tubería con aislante a 30 m/s. | 41 |
| Figura 19. Corte longitudinal de tubería con aislante a 30 m/s. | 41 |
| Figura 20. Pared de tuberías sin aislante térmico. | 42 |
| Figura 21. Pared de tuberías con aislante térmico. | 42 |
| Figura 22. Corte longitudinal en la tubería. | 43 |
| Figura 23. Corte longitudinal en la tubería. | 44 |
| Figura 24. Corte longitudinal en la tubería. | 44 |
| Figura 25. Corte longitudinal en la tubería. | 45 |
| Figura 26. Vectores de velocidad a 20 m/s. | 46 |
| Figura 27. Vectores de velocidad a 30 m/s. | 46 |
| Figura 28. Tramos de la línea de distribución. | 47 |
| Figura 29. Velocidad de 20 m/s sin aislante. | 48 |
| Figura 30. Velocidad de 20 m/s con aislante. | 48 |

INDICE DE TABLAS

| | |
|--|----|
| Tabla 1. Datos de la caldera [23]. | 14 |
| Tabla 2. Características del vapor. | 15 |
| Tabla 3. Elementos de la red de distribución. | 16 |
| Tabla 4. Características de las tuberías de acero cédula. [27]. | 17 |
| Tabla 5. Selección de diámetro. | 18 |
| Tabla 6. Factor de resistencia K [28]. | 21 |
| Tabla 7. Factor de resistencia K. | 22 |
| Tabla 8. Caída de presión y factor Kt. | 23 |
| Tabla 9. Perdidas de carga en tuberías, válvulas y accesorios. | 24 |
| Tabla 10. Selección de válvulas. | 25 |
| Tabla 11. Datos para el cálculo de transferencia de calor caso ideal [32]. | 27 |
| Tabla 12. Resistencias térmicas [32]. | 28 |
| Tabla 13. Transferencia de calor total sin aislante [32]. | 29 |
| Tabla 14. Resistencias térmicas [32]. | 30 |
| Tabla 15. Transferencia de calor total con aislante. | 31 |
| Tabla 16. Datos de volumen específico. | 36 |
| Tabla 17. Datos de calidad. | 37 |

RESUMEN

Este proyecto consiste en el análisis del comportamiento térmico del vapor de agua en el interior de las tuberías de distribución, realizado en un software especializado Ansys. Los valores de entrada son tomados de una caldera piro tubular de marca Clayton de 125 BHP, con carga máxima de 1226 kW, entrega máxima equivalente de vapor 1957 kg/h y a una presión de 6 bares. Los resultados obtenidos se analizan a lo largo del tramo final de la red, al comparar los resultados variando los parámetros de velocidad y aislante térmico. Dando como mejor resultado el caso de una tubería con velocidad de entrada de 20 m/s y un espesor de aislante térmico de 30 mm, obteniendo valores adecuados a la salida: velocidad de 33 a 34 m/s, condensado de 2.55 %, calidad de 97.46 % y temperatura 158.99 °C. Ya que al comparar con el caso de una tubería con velocidad de entrada de 30 m/s y aislante térmico de 30 mm de espesor, los resultados no cumplen con las normas de diseño. El aporte obtenido de la simulación, dan como resultado las soluciones teóricas al fenómeno de arrastre ya que a través de la simulación se logran identificar los errores y por consiguiente se previenen en la práctica

Palabras claves: análisis, simulación, calderas, vapor, aislante térmico.

ABSTRACT

This project consists in the analysis of the thermal behavior of the water vapor inside the distribution pipes, carried out in a specialized Ansys software. The input values are taken from a Pyro tubular boiler of Clayton brand of 125 BHP, with maximum load of 1226 kW, maximum equivalent steam delivery 1957 kg / h and at a pressure of 6 bars. The results obtained are analyzed along the final stretch of the network, by comparing the results varying the speed and thermal insulation parameters. The best result is the case of a pipe with an input speed of 20 m / s and a thickness of thermal insulation of 30 mm, obtaining adequate values at the output: speed from 33 to 34 m / s, condensate of 2.55%, quality of 97.46% and temperature 158.99 °C. As compared to the case of a pipe with an entry speed of 30 m / s and thermal insulation of 30 mm thick, the results do not meet the design standards. The contribution obtained from the simulation, result in the theoretical solutions to the phenomenon of drag and that through the simulation are able to identify the errors and therefore are prevented in practice

Keywords: analysis, simulation, boilers, steam, thermal insulation.

OBJETIVOS

Objetivo general

Analizar y simular mediante Fluent de ANSYS el comportamiento térmico del vapor de agua en el interior de las tuberías de distribución.

Objetivos específicos

- Analizar el comportamiento térmico del vapor de agua y las pérdidas de energía en las tuberías de distribución proveniente de una caldera piro tubular.
- Definir al menos tres parámetros importantes que influyen directamente en las pérdidas térmicas del vapor de agua proveniente de una caldera piro tubular.
- Obtener resultados del flujo de vapor de agua mediante simulación con Fluent de Ansys, tomando en cuenta los parámetros antes definidos que afectan al rendimiento del vapor de agua.
- Comparar entre los resultados de las simulaciones con los diferentes parámetros definidos.

INTRODUCCIÓN

En la mayoría de industrias se puede encontrar calderas piro tubulares de distintos tamaños y aplicaciones. Este tipo de tecnología es muy necesaria para todos los procesos dados en las mismas, como por ejemplo: calentamiento de agua, esterilización de equipos, lavado de maquinaria, etc. Sin embargo a pesar de su uso, el estudio a niveles más específicos de los diferentes procesos dentro de la caldera ha sido un tema descuidado.

En la actualidad el vapor proveniente de las tuberías de distribución de las calderas piro tubulares ha sido estudiado solo como aplicación al final de la línea. La justificación a esto es porque realizar las prácticas físicas dentro de las tuberías es un proceso muy difícil de ejecutar. Así como representaría un costo muy elevado obtener los sensores y aditamentos necesarios para este conocimiento.

Por otra parte, también existe la posibilidad de realizar simulaciones de procesos dentro de las tuberías. Sin embargo, para este caso en particular hay muy poca información sobre esto. Esto provoca que el análisis y la determinación de los parámetros que afectan el comportamiento térmico del vapor dentro de la línea de distribución sean desconocidos. Entonces, al simular este fenómeno se podrá comprobar si al variar parámetros importantes se obtendrá resultados favorables que podrían permitir optimizar el uso del vapor.

El presente proyecto técnico de investigación, muestra un análisis del comportamiento térmico del vapor de agua en el interior de la tubería de distribución basándose en una caldera piro tubular horizontal de 125 BHP. Dicha caldera entrega vapor a la línea de distribución de 1957 kg/h como flujo másico a una temperatura de 158.9 °C y a una presión de 6 barg. En una aplicación que necesita 246 kg/h como flujo másico, a una temperatura de 135.9 °C y a una presión de 2.46 barg, obteniendo de esta manera una calidad de vapor aceptable.

El diseño de las tuberías, el distribuidor de vapor, válvulas y accesorios son esenciales ya que en estos elementos es donde se presentan los distintos cambios que tiene el vapor al transportarse y donde se puede observar cómo el vapor pierde calor por distintos factores. Uno de ellos es por rozamiento entre los elementos que conforman la línea de distribución, teniendo como resultado una caída de presión. Existen pérdidas al realizarse la

transferencia de calor en el interior de la tubería, ya que al ceder calor al exterior el vapor tiende a condensarse. El análisis de la red de distribución se hizo basándose en un aislador térmico con el fin de obtener una transferencia menor de calor, lo cual mejora la calidad del vapor y disminuye la cantidad de condensado que se produce en la línea de transporte del mismo. En los cálculos realizados se puede mostrar teóricamente las pérdidas y el diseño nombrado anteriormente.

El análisis del vapor se lo realizó en el software Ansys 16.0 en el módulo Fluent CFD. El diseño de las tuberías de vapor y los cálculos de transferencia de calor que se usan en esta simulación se obtuvieron previamente en los cálculos del capítulo II, de ahí que la simulación permitirá comparar los resultados al variar tres parámetros importantes: la temperatura en el interior de la tubería con aislante y sin aislante, la velocidad a la que el vapor se transporta, la cantidad de condensación del vapor al colocar aislamiento térmico y el porcentaje de calidad que se obtiene a la salida de la línea de distribución, para poder determinar cómo afecta en el comportamiento térmico del vapor de agua. Obteniendo como resultado que la tubería aislada con 30 mm de espesor y velocidad de entrada de 20 m/s, es la que muestra mejores resultados, permite tener valores de calidad de 97.46 % y comportamientos adecuados de velocidades con datos de 32.43 m/s y temperaturas de 432 K al final de la línea de distribución.

NOMENCLATURA

- \dot{m} : Flujo másico [kg/h].
- A: Área de flujo [m²].
- ρ : Densidad del fluido [kg/m³].
- V: Velocidad efectiva [m/s].
- μ : Viscosidad dinámica [kg/ms].
- D: Diámetro interior [m].
- L_v : Calor latente de vaporización [J/kg].
- ν : Volumen específico [m³/kg].
- Re: Número de Reynolds.
- K: Factor de resistencia
- f : Factor de fricción.
- L_{eq} : Longitud equivalente [m].
- ΔP : Caída de presión [bar].
- H_L : Perdidas de carga [m].
- g: Gravedad [m/s²].
- Cp: Calor Especifico [J/kg K].
- α : Difusividad Térmica [m²/s²].
- ν : Viscosidad cinemática [m²/s]
- Rh: Resistencia por convección.
- Rk: Resistencia térmica por conducción
- k: Coeficiente de conducción [W/m K].
- h: Coeficiente de convección [W/m²°K].
- r : Radio de la tubería [m]
- \dot{Q} : Transferencia de calor total [W]
- T: Temperatura [°C]

CAPÍTULO I

ESTADO DEL ARTE Y ASPECTOS TEÓRICOS SOBRE EL ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DEL VAPOR DE AGUA EN LAS TUBERÍAS DE DISTRIBUCIÓN

En este capítulo se describe una reseña histórica, antecedentes, evolución, principios de funcionamiento y aspectos teóricos, en particular, sobre la generación de vapor en una caldera piro tubular y el análisis térmico en las tuberías de salida del distribuidor de vapor, que es la parte fundamental del presente proyecto de investigación.

El objetivo del capítulo es conocer los avances sobre el análisis del vapor saliente de una caldera piro tubular y la simulación de este en software especializado para analizar sus propiedades térmicas y sus variaciones dependiendo el caso.

Estado del arte

Desde principios del siglo XVI el uso del vapor tuvo gran aplicación como medio de propulsión, a lo largo de la historia se han construido máquinas de vapor que han propulsado coches, trenes, o barcos demostrando que tan solo el agua o el calor podían ser suficientes para propulsar un vehículo. En la actualidad el vapor se utiliza en casi todas las industrias, y por lo general en calderas que es vital para la generación de energía y demás procesos [1].

En la actualidad las máquinas a vapor son poco utilizadas, ya que son de poca resistencia y eficiencia y se requiere de energía más potente para el uso sobre todo a nivel industrial, entonces se ha recurrido preferencialmente a las turbinas [2]. Los generadores de vapor o calderas, utilizan calor para convertir el agua en vapor, usado en una variedad de aplicaciones. Entre éstas se encuentran la generación de energía eléctrica y la calefacción de procesos industriales. En la práctica, el diseño de la caldera debe demostrar ser robusto y fiable. En estos momentos las calderas y el equipo auxiliar deberán diseñarse y regirse de conformidad con las normas de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME). La caldera y todo el equipo auxiliar deben ser adecuados para la instalación al aire libre [3].

En los últimos años la industria requiere energía a base de vapor, ya que este tiene un alto valor de energía latente por unidad de masa, que durante la condensación, es disponible para ser transferido a una temperatura constante, con un coeficiente de transferencia de calor muy alto. A partir de esto se ha creado un sistema de almacenamiento de energía térmica, por lo tanto, el vapor es un portador de energía, incluso si su producción es bastante costosa. La cual puede reducirse en costo si se toman condiciones apropiadas para el trabajo de la caldera de vapor, puede aumentar la eficiencia del sistema.

Tomando en cuenta los avances de la tecnología es oportuno señalar que a través de la misma se logra describir un modelo desarrollado para el mejor rendimiento de las calderas y de la producción de vapor, para ello se introduce una planta de vapor ilustrativa de tres etapas, como muestra la figura 3, la cual está constituido por una caldera de vapor secuencialmente interconectada, acumulador de vapor y tanque de procesamiento, teniendo como resultado un vapor más limpio y una eficiencia más alta [4].

Por otro lado, otra parte importante en las calderas son las tuberías. En la actualidad las tuberías son recubiertas de membranas permeables ya que son materiales novedosos que han sido ampliamente utilizados en diversas industrias. Una aplicación de este tipo, es la recuperación total de calor del vapor y del aire de ventilación. Una serie de estos elementos se apilan juntos para formar el núcleo que ayuda a la recuperación total del calor [5].

El software Ansys, permite simular los fluidos que pasan por el interior de tuberías y que han sido simulados, ejemplo el flujo concurrente de petróleo y agua, de igual manera se ha simulado a través de este software el flujo de aceite-agua, conocido como el patrón de flujo; la distribución de agua tiene una gran influencia en el diseño de la tubería. Se realizaron estudios con el fin de utilizar un modelo computacional de dinámica de fluidos CFD, para predecir los patrones de flujo bajo diferentes condiciones de trabajo. El modelo numérico se utilizó para predecir los patrones de flujo en diferentes condiciones de operación [6].

Dentro de los avances de simulación en software especializados que estudian el comportamiento de fluidos, en este caso CFD, está el análisis de distintas unidades de proceso con fallas por erosión y corrosión en las cuales aparecen factores relacionados con el fluido dinámico, que actúan potenciando los daños. Las herramientas de simulación

mediante CFD proveen información sobre distribución detallada de velocidad, perfiles de concentración de fases, zonas de alta turbulencia, regiones de estancamiento y mapas de tensiones de corte. Dichos indicadores resultan de gran valor a la hora de implementar medidas de mitigación.

Se realizó un estudio del transporte del vapor y las consecuencias que provoca el mismo, en este proceso de simulación se logró una mezcla líquido - vapor, teniendo como resultado principal el fenómeno de arrastre, pues se crean gotas de líquido, estas gotas pequeñas pueden ser transportadas por el flujo de vapor, pero si se incrementa el tamaño de las mismas, pueden chocar en las paredes de las tuberías golpeándolas y provocando daños en ellas y en sus accesorios tales como codos y válvulas. [7].

Ansys está orientado al análisis de flexibilidad en sistemas de tuberías, golpes de flujos y desgaste por erosión. Además, muestra parámetros y procedimientos preestablecidos en estudio de tuberías, normas y estándares de diseño. Permite realizar análisis dinámico en sistemas de tuberías, diseño, evaluación de soportes rígidos y flexibles. El software especializado Ansys determina las zonas críticas a sufrir erosión y desgaste, predice la formación de golpes en tuberías, muestra y evalúa problemas de vibración, calcula las fuerzas a las que están sometidos los tramos críticos de tubería con problemas de golpes [8].

1. Aspectos teóricos

1.1 Vapor de agua

Uno de los principales objetivos dentro de la generación de vapor es poder originar vapor con una presión mayor a la que se tiene en la atmósfera, de manera que la energía que se aproveche sea la energía que se obtiene a dichas condiciones y que se pueda cubrir las necesidades requeridas [9].

Según Cej [10] y Bahr [11], si se comunica calor al agua contenida en el interior de un cilindro a presión constante, se va elevando progresivamente la temperatura del líquido hasta alcanzar un valor crítico, obteniendo así vapor de agua. La temperatura de 100 °C y a presión normal de 1 atmósfera, se inicia la ebullición del agua, este calor ha comunicado a las partículas que están constituidas de una tensión o fuerza elástica capaz de vencer la

presión del aire, por lo tanto es evidente que disminuyendo o aumentando esta presión, cambiará proporcionalmente la temperatura de ebullición.

1.2 Tipos de vapor

Con el conocimiento básico de los tres estados que tiene el agua: líquido, sólido y gaseoso, la investigación se centrará en los distintos tipos de vapor de agua.

De acuerdo con Cei [10], un vapor está saturado cuando se halla en contacto con el líquido del cual se desprende, o bien en las mismas condiciones de temperatura y presión como pasa en las calderas. Según Severens [12], cuando la temperatura del vapor es superior a la temperatura de saturación correspondiente a la presión, se dice que el vapor está recalentado. El recalentamiento, por lo regular, se efectúa en un equipo independiente en donde el vapor no está en contacto con el líquido.

1.3 Cambio de fase en una sustancia pura

Hay muchas situaciones prácticas donde dos fases de una sustancia pura coexisten en equilibrio, es el caso del agua que existe como una mezcla de líquido y vapor en la caldera y en el condensador de una termoeléctrica, o el caso del refrigerante que pasa de líquido a vapor en el congelador de un refrigerador.

Otro caso es la consideración de algunos autores que el congelamiento del agua en las tuberías subterráneas es el proceso de cambio de fase más importante, la atención en este estudio se centra en la fase líquida y de vapor, así como en su mezcla. Sin embargo, es necesario recordar que todas las sustancias puras exhiben el mismo comportamiento general [13], como se muestra en la figura 1.

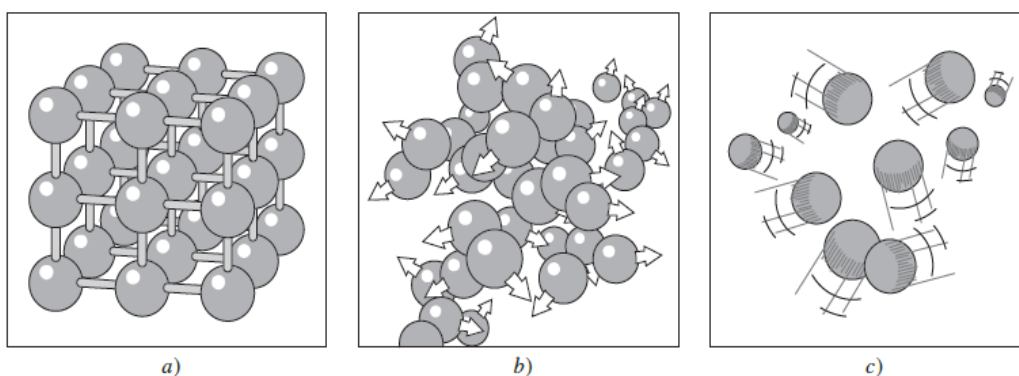


Figura 1. Tres fases de la dispersión de átomos [13].

- A Fase sólida.
- b) Fase líquida.
- c) Fase gaseosa.

1.4 Calderas de vapor

La caldera es un recipiente en el cual tiene lugar una vaporización continua del agua mediante aporte de energía calorífica obtenida de un combustible fósil o nuclear. Debido al cambio de estado de agua a vapor también se los denomina generadores de vapor.

En una caldera se fijan tres objetivos principales:

- Conseguir vapor puro.
- La mayor eficiencia energética posible.
- Una operación fiable y segura [14].

Según Severens, las calderas de vapor se clasifican atendiendo a cuatro maneras o formas en primer lugar, la posición relativa de los gases calientes y del agua, esta se subclasifican en acuotubulares y piro tubulares, otra manera es referente a la posición de los tubos, es decir, verticales, horizontales e inclinados, según la forma en rectos y curvados; y según la naturaleza del servicio que prestan en: fijas, portátiles, locomóviles y marinas. [12]

La selección de una caldera para un servicio determinado depende del combustible disponible, tipo de servicio, capacidad de producción de vapor requerida, duración probable de la instalación, y de otros factores de carácter económico.

De acuerdo al criterio de Soto [15], en las calderas acuotubulares los gases de combustión circulan por la parte externa de los tubos, mientras que por su interior lo hace el agua, que se convierte finalmente en vapor. Estas calderas tienen un gran rango de producción de vapor, el cual puede variar desde uno pequeño (calderas compactas), hasta grandes producciones de vapor (calderas de centrales termoeléctricas). En la industria, comúnmente, se utilizan las calderas de vapor acuotubulares que operan a presiones inferiores a los 64 Kg/cm² y temperaturas por bajo de los 450 °C. Se consideran calderas acuotubulares pequeñas y medianas las que tienen capacidad de vaporización desde 3 hasta 100 toneladas/hora.

La caldera piro tubular es el diseño más antiguo en el cual los productos de la combustión pasa a través de tubos o secciones rodeados por agua. La cámara de combustión, donde se realiza la deflagración de la llama en la combustión, puede estar dentro o fuera de la celda que contiene el agua. Los humos pasan por el interior de los pasos para hacer conducidos finalmente a la chimenea. En consecuencia, ese tipo de calderas presentan una elevada pérdida de carga en el lado de los humos, no obstante, como presentan un diseño más sencillo son más fáciles de construir un ejemplo de ello es su utilización en calefacción doméstica con agua caliente [16].

1.5 Dimensionamiento de tuberías

El sistema de distribución de vapor constituye el objetivo principal de la generación de el mismo desde la caldera hacia los diferentes puntos o centros de consumo, por lo cual es primordial el dimensionamiento de las tuberías, que es un factor importante debido a las altas velocidades en que se transportan los distintos tipos de vapor, entonces un incorrecto dimensionamiento y montaje de las tuberías hace que no se llegue a las presiones y temperaturas deseadas, otro elemento a tomar en cuenta es que puede provocar golpes de ariete y erosiones en las tuberías. Vale la pena dejar aclarado que existen dos elementos indeseables en el vapor, el aire contenido en el mismo, que hace disminuir la temperatura y la humedad que hace disminuir su valor o poder calorífico [17].

El dimensionamiento de las tuberías de vapor está claramente ligado a la presión del sistema. Por lo que es necesario diseñar un sistema de forma óptima con cargas futuras desconocidas, para ello se deben tener en cuenta las siguientes razones

- Es más costosa por sí misma, por el aislamiento, soportes y accesorios que llevan.
- Tiene pérdidas de calor más altas, debido a que el área de transferencia de calor es más grande por metro de tubería.

El método más usado para diseñar las tuberías está basado en la caída de presión admisible [15], existen factores importantes que definen el diámetro de las tuberías en un sistema de vapor, estos son:

- La tubería será de mayor tamaño, a medida que la presión disminuya ya que aumentará el volumen específico.
- A mayor caudal (mayor velocidad de flujo) se incrementa la caída de presión para un determinado diámetro de tubería.
- La velocidad de vapor incrementa el nivel de erosión y ruido en las tuberías, debido a la alta velocidad que acompaña a toda caída de presión.
- El tamaño de las tuberías se debe definir sobre la base de las condiciones contempladas para el futuro [17].

1.6 Fallas en sistemas presurizados

Estas pueden generalmente clasificarse como defectos de diseño, defectos de fabricación, operaciones indebidas y un inadecuado tratamiento del agua. La mayoría de las fallas en generadores de vapor ocurren en componentes presurizados que son las tuberías y recipientes a presión que constituyen una buena porción del sistema de generación de vapor. Con pocas excepciones, las fallas en los componentes presurizados están confinadas relativamente a los elementos de pequeño diámetro utilizados para la transferencia de calor en las calderas [18].

1.7 Fallas que involucran ruptura súbita de tuberías

En el diseño de las calderas, el calor suministrado por la combustión del combustible está balanceado por la formación de vapor en el horno y el calentamiento del vapor en los súper calentadores. Un desbalance del flujo de calor provoca una ruptura súbita de los tubos. La ruptura de los tubos de las calderas es una falla muy seria, porque en las calderas puede causar un inmediato aumento en la erosión de tubos adyacentes y provocar escapes de vapor en los lados de las paredes. El sobrecalentamiento de otros tubos puede causar la pérdida de la circulación en la caldera y dañar otros componentes del sistema, lo que resulta en una pérdida del fluido de trabajo.

Las rupturas pueden clasificarse en dos: las causadas por sobrecalentamiento y por fragilización [18].

1.8 Distribución del vapor

El sistema de distribución de vapor es un enlace entre la fuente generadora del vapor y la aplicación, esta fuente puede ser una caldera y debe proporcionar vapor de buena calidad en relación al caudal y la presión requerida para las aplicaciones, siempre debe realizarlo con las mínimas pérdidas y atenciones de mantenimiento [19].

1.9 Elementos constitutivos de una red de vapor

Una red de distribución de vapor está compuesta por tuberías y accesorios. Sin embargo, los cambios de fase en los que se basa el empleo de este tipo de redes, hacen necesario la utilización de determinados elementos en la red como trampas de vapor, válvulas reductoras de presión entre otras específicos para este tipo de sistema, estos deben presentar determinadas características frente a la abrasión debido a las altas velocidades que se manejan en este tipo de redes.

Por otra parte, al manejar un fluido a muy elevada temperatura, toda la red debe estar provista del aislamiento térmico adecuado que evite fugas térmicas que son causa de ineficiencia en la instalación [19].

1.10 Fundamentos de la distribución de vapor

A la salida de la caldera, el vapor hay que conducirlo mediante una red de tuberías que permita disponer del mismo en el punto de utilización. La entalpía latente a temperatura constante cruza con descenso de la presión y le confiere a la red de distribución de vapor una peculiaridad especial, el fluido se transporta sin necesidad de equipos, reduciendo los elementos de bombeo del fluido térmico a las bombas de ingreso de condensados en caldera lo que trae consigo reducción de costos de instalación y mantenimiento [19].

Se concluye que en una instalación de vapor existe un generador, un punto de utilización y una red con dos ramales (distribución de vapor y retorno de condensado a caldera), todo ello en circuito cerrado como se muestra en la figura 2.

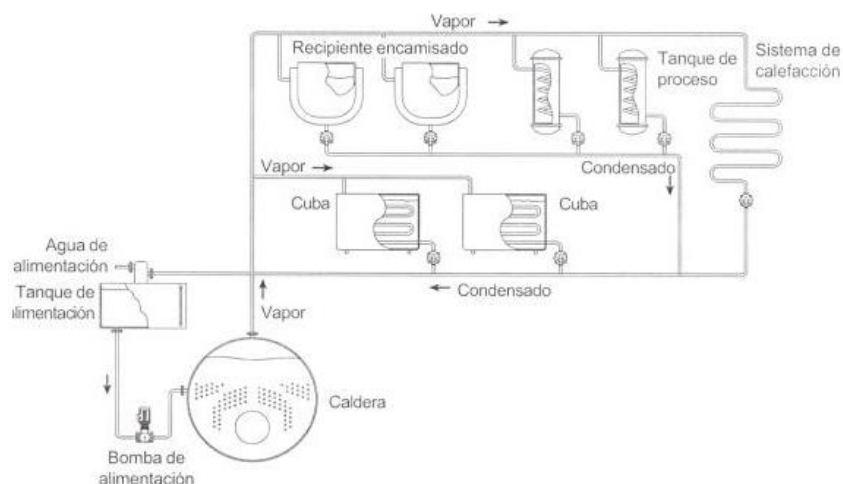


Figura 2. Esquema básico de una red de distribución de vapor [19].

1.11 Software de simulación CFD

Gracias a la velocidad y capacidad de procesamiento de los recursos computacionales durante las últimas dos décadas, el desarrollo de modelos que permiten representar el comportamiento del flujo multifásico se ha enfocado en la Dinámica de Fluidos Computacional o CFD (Computational Fluid Dynamics). Como resultado, los ingenieros de proceso han utilizado con mayor frecuencia esta herramienta en el diseño preliminar, análisis y optimización de equipos [20].

Ansys, es un paquete computacional de elementos finitos de propósito genérico, el análisis por elementos finitos es el método numérico de subdividir un sistema complejo en pequeños piezas de un tamaño seleccionado por el usuario y se denomina elementos. Este software implementa ecuaciones diferenciales que gobiernan los fenómenos de transporte y por tanto el comportamiento de los elementos a los cuales le da solución simultáneamente, creando entonces una explicación comprensible de como el sistema actúa como un todo, los resultados obtenidos a través del mismo pueden presentarse de manera tabular, gráfica o animada.

Este tipo de análisis se utiliza primordialmente para el diseño y optimización, así como para el estudio e investigación de sistemas cuyo nivel de complejidad es tal que su solución manual es prácticamente imposible. Los sistemas que se ajustan a esta descripción presentan niveles de complejidad debido a su geometría, escala o al acoplamiento de las ecuaciones diferenciales gobernantes [21].

1.12 Funcionamiento de los simuladores

Al criterio de Raciél [22], para el análisis del funcionamiento de Ansys una de las herramientas más empleadas es la de CFD, ofreciendo la posibilidad de investigar problemas complejos con una gran exactitud. Ansys FLUENT es un software, con una precisión demostrada en el estudio del comportamiento de sistemas en los que se presentan reacciones electroquímicas, transferencia de calor, difusión de especies y flujo de fluidos.

Algunos análisis típicos que pueden desarrollarse en ANSYS/CFD incluyen:

- Flujos turbulentos y laminares
- Análisis térmico de fluidos
- Flujo de fluidos con superficies libres
- Flujos compresibles e incompresibles
- Fluidos newtonianos y no-newtonianos
- Flujo de especies múltiples

Estos análisis no son exclusivos, es posible por ejemplo efectuar análisis acoplados de flujo y transferencia de calor, flujo y análisis estructural. Un flujo incompresible puede ser laminar o turbulento, adiabático o isotérmico. Algunos ejemplos en los cuales se puede usar análisis acoplados pueden ser recipientes a presión (análisis térmico y estructural), válvulas de flujo (análisis de flujo y estructural), sistemas micro electrónicos (MEMS) [21].

CAPÍTULO II

En el presente capítulo, se realizará el diseño y selección de las tuberías que se usan en la red de salida de vapor del distribuidor en una caldera piro tubular. Se identificarán los factores internos y externos a los que se encuentra sometido el mismo. Además se utilizará el proceso de selección de fórmulas que se aplicará para obtener los resultados deseados en esta investigación.

El objetivo principal es seleccionar y analizar las dimensiones generales de las tuberías y de las partes que lleva esta línea de distribución como son: válvulas, purgas, codos, considerando las distintas y múltiples variables que influyen en este sistema; además, el comportamiento térmico que tiene el vapor en las tuberías de salida del distribuidor.

2.1.Caldera

Los datos que corresponden a la caldera piro tubular seleccionada para el presente análisis es de marca CLAYTON E-125, la cual trabaja a una presión de trabajo de 87.0226 Psig.

Tabla 1. Datos de la caldera [23].

| Características | Datos de ficha técnica |
|---|------------------------|
| Entrega máxima equivalente vapor saturado | 1957 kg/h |
| Carga máxima | 1126 kW |
| Superficie de calentamiento | 19.1m ² |
| Presión de gas requerida a la entrada | 25 mbar |

La ficha técnica de la caldera usada se puede visualizar en el anexo A.

2.2 Distribuidor de vapor

Estos sistemas de distribución de vapor conectan a las calderas con el equipo que en realidad utiliza vapor. Dichos sistemas de distribución transportan el vapor hasta cualquier sitio en la planta donde se necesita energía calorífica. Están compuestos principalmente por:

- Cabezales
- Tuberías principales
- Tuberías secundarias.

Cada componente cumple con ciertas funciones específicas en un sistema de vapor junto con las trampas de vapor y accesorios [23].

2.3 Red de distribución de la salida de vapor

Para obtener una red de distribución de vapor acorde a las necesidades, se necesitan reguladoras de presión y temperatura, ya que son muy importantes para dicha red, siendo esta como ya se ha planteado, la encargada de llevar el vapor que genera la fuente [24].

2.3.1 Consideraciones para el diseño de la red de distribución

- El material de la tubería para el transporte de vapor es ASTM A53 Gr.B sin costura.
- La producción de vapor de la caldera es de 1957 kg/h de vapor a 6 barg.
- Los rangos establecidos de velocidad para tuberías de vapor según [25] son de 20 m/s a 35 m/s.
- Para la instalación de las líneas de distribución y condensado el código ASME B31.3 brinda diversas recomendaciones para la selección y montaje de los equipos asumiendo un espacio estándar para esta aplicación.
- Tomar en cuenta las características del vapor para la selección de válvulas y accesorios (tabla 2).

Tabla 2. Características del vapor.

| Características | Entrada |
|---------------------|-------------------------------|
| Presión | 6 barg |
| Flujo másico | 1957 kg/h |
| Temperatura | 159 °C |
| Volumen específico | 0.315626 m ³ /kg |
| Velocidad | 26 m/s |
| Viscosidad dinámica | 1.42967 e ⁻⁴ kg/ms |
| Densidad | 3.1683 kg/m ³ |

2.3.2 Esquema de distribución

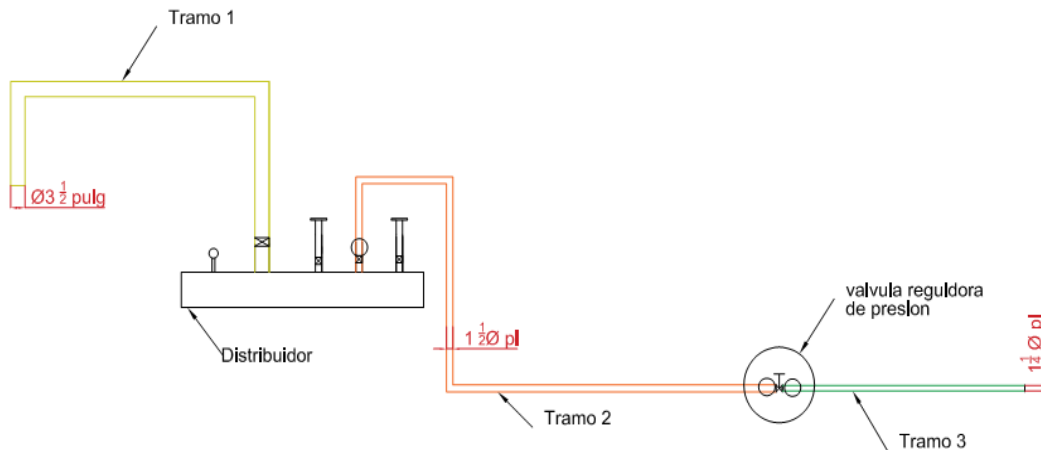


Figura 3. Esquema de la línea de distribución.

2.3.3 Selección de tuberías y elementos de la línea de distribución de vapor

De acuerdo al código ASME B31.3, y con las características nombradas en la tabla 2, se procede a seleccionar los accesorios y dimensiones de tuberías [26].

Tabla 3. Elementos de la red de distribución.

| Elemento | Longitud | Accesorios |
|--|----------|---|
| Tubería de succión | 3.3 m | 2 codos 90 ° estándar Válvula de globo |
| Tubería de descarga antes de la reguladora de presión | 4.35 m | 3 codos 90 ° estándar Válvula de globo |
| Tubería de descarga después de la reguladora de presión. | 1.5 m | Válvula de compuerta |
| Reguladora de presión | | Válvula reguladora de presión |

2.3.4 Cálculo del diámetro de tubería por el método de velocidades

Los tamaños de tuberías se denominan por medio de su diámetro nominal y número de cédula [27]. En el presente proyecto se seleccionará tubería cédula 40 de acero, ya que cumple con las especificaciones técnicas y económicas; además, de la variedad de

diámetros que se encuentra en el mercado, para realizar el análisis. En la tabla 4 se muestra los diferentes diámetros y sus parámetros.

Tabla 4. Características de las tuberías de acero cédula 40. [27].

| Ø Nominal | Espesor (mm) | Área de flujo (m ²) | Ø Exterior (mm) | Ø Interior (mm) |
|-----------|--------------|---------------------------------|-----------------|-----------------|
| 1/4" | 2.21 | 6.717 e ⁻⁵ | 13.7 | 9.2 |
| 3/8" | 2.61 | 1.234 e ⁻⁴ | 17.1 | 12.5 |
| 1/2" | 2.77 | 1.960 e ⁻⁴ | 21.3 | 15.8 |
| 3/4" | 2.67 | 3.437 e ⁻⁴ | 26.7 | 20.9 |
| 1" | 3.38 | 5.574 e ⁻⁴ | 33.40 | 26.6 |
| 1 1/4" | 3.56 | 9.653 e ⁻⁴ | 42.20 | 35.1 |
| 1 1/2" | 3.68 | 1.314 e ⁻³ | 48.30 | 40.9 |
| 2" | 3.91 | 2.168 e ⁻³ | 60.3 | 52.5 |
| 2 1/2" | 5.16 | 3.090 e ⁻³ | 73.00 | 62.7 |
| 3 | 5.49 | 4.768 e ⁻³ | 88.9 | 77.9 |
| 3 1/2" | 5.74 | 6.381 e ⁻³ | 101.6 | 90.1 |
| 4 | 6.02 | 8.213 e ⁻³ | 114.30 | 102.3 |
| 8 | 8.18 | 3.226 e ⁻² | 219.1 | 202.7 |

Para el cálculo del diámetro se utiliza la Ecuación 1 y los datos de la tabla 2

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot V \quad [\text{Ec. 1}].$$

- **Tramo 1 de 3 1/2 pulgadas**

$$\begin{aligned}
 A &= \frac{\dot{m}}{\rho \cdot V} \\
 &= \frac{1957(\text{kg} / \text{h})}{3.1683(\text{kg} / \text{m}^3) \cdot 26(\text{m} / \text{s}) \cdot 3600\text{s}} \\
 &= 0.006599 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

El Área tabulada más aproximada es de 0.006381 m² que corresponde a una tubería de 3 1/2"

- **Cálculo del diámetro tramo 2 de 1 1/2 pulgadas**

$$A = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot V}$$

$$= \frac{246(\dot{kg} / h)}{3.1683(kg / m^3) \cdot 20(m / s) \cdot 3600s}$$

$$= 0.001078 m^2$$

El Área tabulada más aproximada es de $0.001314 m^2$ que corresponde a una tubería de 1 ½”.

• **Cálculo del diámetro tramo 3 de 1 ¼ pulgadas**

$$A = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot V}$$

$$= \frac{246(\dot{kg} / h)}{3.1683(kg / m^3) \cdot 25(m / s) \cdot 3600s}$$

$$= 0.000865 m^2$$

El Área tabulada más aproximada es de $0.000965 m^2$ que corresponde a una tubería de 1 ¼”.

Tabla 5. Selección de diámetro

| Elemento | Área calculada (m^2) | Área de flujo normalizada (m^2) | Selección de diámetro normalizado (pulg) |
|--|-----------------------------|--|---|
| Tubería de succión | 0.007799 | 0.006381 | 3 ½ ” |
| Tubería de descarga antes de la reguladora de presión | 0.001081 | 0.00134 | 1 ½ ” |
| Tubería de descarga después de la reguladora de presión. | 0.000865 | 0.0009653 | 1 ¼ ” |

Con los datos de la tabla 5 se selecciona los diámetros de tuberías de la tabla 4

2.3.5 Dimensionamiento del distribuidor de vapor por el método de velocidades

El distribuidor de vapor es un recipiente sometido a presión en el cual se estabilizan flujo y presiones provenientes de las calderas que lo alimentan. Generalmente es un recipiente de forma cilíndrica el cual se considera una tubería de diámetro mayor. La diferencia con una tubería de transporte normal de vapor, radica en que las velocidades admisibles a

manejarse son relativamente inferiores a las que comúnmente viaja el vapor saturado. Los rango de velocidades en este caso son de 5 m/s como mínima y 8 m/s como máxima [26].

Considerando la Ecuación 1, se obtiene el resultado del dimensionamiento del distribuidor de vapor.

$$A = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot V}$$

$$= \frac{1957(kg/h)}{3.1683(kg/m^3) \cdot 8(m/s) \cdot 3600s}$$

$$= 0.02144 m^2$$

El Área tabulada más aproximada es de $0.03226 m^2$ que corresponde a una tubería de 8"

2.3.6 Distancias entre líneas de alimentación

La longitud del distribuidor de vapor está relacionada con el número de tuberías de entrada y de salida, para este dimensionamiento se toma en cuenta las siguientes recomendaciones:

- La distancia entre tuberías es de suma importancia ya que tienen conectadas válvulas de globo. Considerar su geometría contribuye a una manipulación adecuada y cómoda.
- Debido al aislante térmico se debe considerar una distancia prudente entre tuberías, para que el aislante térmico trabaje sin dificultad.
- La separación entre tuberías de servicio se considera apropiada con una distancia de 2 a 3 veces su diámetro, tomando en cuenta los elementos que constituyen la red. [26].

2.3.7 Número de Reynolds

El cálculo del número de Reynolds para flujos compresibles en tuberías, se realiza utilizando la Ecuación 2, tabla 2 y tabla 4.

$$Re = 354 \frac{\dot{m}}{D \cdot \mu} \quad [Ec. 2].$$

- **Tramo 1 de 3 ½ pulgadas**

$$Re = 354 \frac{1957(kg/h)}{0.0901m \cdot 1.42967e^{-5} \cdot 3600}$$

$$Re = 1.49393e^8$$

- **Tramo 2 de 1 ½ pulgadas**

$$Re = 354 \frac{246(kg/h)}{0.0409m \cdot 1.42967e^{-5} \cdot 3600}$$

$$Re = 4.1382e^7$$

- **Tramo 3 de 1 ¼ pulgadas**

$$Re = 354 \frac{246(kg/h)}{0.0351m \cdot 1.42929e^{-5} \cdot 3600}$$

$$Re = 4.8217e^7$$

Tabla 6. Numero de Reynolds

| Elemento | Numero de Reynolds |
|---|------------------------|
| Tubería de succión 3 ½ ” | 1.49393e ⁸ |
| Tubería de descarga antes de la reguladora de presión 1 ½ ” | 4.13802 e ⁷ |
| Tubería de descarga después de la reguladora de presión 1 ¼ ” | 4.8217 e ⁷ |

Con estos valores se puede determinar que dentro de las tuberías se obtendrá un flujo turbulento ya que $Re > 4000$ [28].

2.3.8 Factor de resistencia K para válvulas y accesorios

La pérdida de carga en válvulas y accesorios se da generalmente en función del coeficiente K que indica la perdida de altura de presión estática en una válvula, todo en función de la longitud equivalente , por lo que mientras más larga sea la tubería el coeficiente K aumentará [28].

Tabla 6. Factor de resistencia K [28].

| Elemento | Accesorios | Fórmula para calcular K | ft de acuerdo al diámetro de la tubería | K |
|--|-----------------------|-------------------------|---|-------|
| Tubería de succión 3 ½ ” | 2 codos 90 ° estándar | 30ft | 0.017 | 1.02 |
| | Válvula de globo | 340ft | 0.017 | 5.78 |
| Tubería de descarga antes de la reguladora de presión 1 ½ ” | 3 codos 90 ° estándar | 30ft | 0.021 | 1.89 |
| | Válvula de globo | 340ft | 0.021 | 7.14 |
| Tubería de descarga después de la reguladora de presión. 1 ¼ ” | Válvula de compuerta | 8ft | 0.022 | 0.176 |

- **Tramo 1 de 3 ½ pulgadas**

Para una válvula de globo $K = 340 ft = 340 \cdot 0.017 = 5.78$

Para codos de 90° estándar $K = 30 ft = 30 \cdot 0.017 \cdot 2 = 1.02$

- **Tramo 2 de 1 ½ pulgadas**

Para una válvula de globo $K = 340 ft = 340 \cdot 0.021 = 7.14$

Para codos de 90° estándar $K = 30 ft = 30 \cdot 0.021 \cdot 3 = 1.82$

- **Tramo 3 de 1 ¼ pulgadas**

Para una válvula de compuerta 100% abierta $K = 8 ft = 8 \cdot 0.022 = 0.176$

Ver valores de ft en Tabla 6.

2.3.9 Factor K para tuberías

El factor K para tuberías se determina con la Ecuación 3

$$K = f \frac{Le}{D} \quad [\text{Ec. 3}].$$

El factor de fricción f se determina por medio de tablas y ábacos gráficos del anexo B.1, con el número de Reynolds y el diámetro de tuberías.

Tabla 7. Factor de resistencia K.

| Elemento | Factor f | K |
|---|----------|--------|
| Tubería de succión 3 ½ ” | 0.017 | 0.6226 |
| Tubería de descarga antes de la reguladora de presión 1 ½ ” | 0.020 | 2.1271 |
| Tubería de descarga después de la reguladora de presión. 1 ¼ ” | 0.0215 | 0.9188 |

- **Tramo 1 de 3 ½ pulgadas**

$$K = f \frac{L_{eq}}{D} = 0.017 \cdot \frac{3.3m}{0.0901m} = 0.6226$$

- **Tramo 2 de 1 ½ pulgadas**

$$K = f \frac{L_{eq}}{D} = 0.02 \cdot \frac{4.35m}{0.0409m} = 2.12714$$

- **Tramo 3 de 1 ¼ pulgadas**

$$K = f \frac{L_{eq}}{D} = 0.0215 \cdot \frac{1.5m}{0.0351m} = 0.9188$$

Ver valores de ft en Tabla 6.

2.3.10 Caída de presión

El fenómeno más evidente dentro del transporte de vapor por tuberías es la pérdida de presión esta debida a dos razones: la resistencia al paso del fluido y la condensación al interior de las tuberías. La caída de presión en la tubería de vapor se la calcula con la Ecuación 4 y el Kt es la suma del factor de fricción K de válvulas, accesorios y tuberías.

$$\Delta P = 0.6253 \frac{Kt \cdot m \cdot v^2}{D^4} \quad [\text{Ec. 4}]$$

Tabla 8. Caída de presión y factor Kt.

| Elemento | Kt | ΔP (bar) |
|---|--------|------------------|
| Tubería de succión 3 ½ ” | 7.4226 | 0.06568 |
| Tubería de descarga antes de la reguladora de presión 1 ½ ” | 11.08 | 0.06709 |
| Tubería de descarga después de la reguladora de presión. 1 ¼ ” | 1.0948 | 0.00665 |

- **Tramo 1 de 3 ½ pulgadas**

$$\Delta P = 0.6253 \frac{Kt \cdot m \cdot v^2}{D^4}$$

$$\Delta P = 0.6253 \frac{7.4226 \cdot 1957 (kg/h) \cdot 0.315626 (m^3/kg)}{0.0901^4 m \cdot 3600^2}$$

$$\Delta P = 0.06568 \text{ bar}$$

El mismo procedimiento se ejecuta para el tramo 2 y tramo 3.

2.3.11 Pérdidas de carga y fricción en las tuberías

De la ecuación de DARCY, la pérdida de carga para una tubería se muestra en la Ecuación

5, sabiendo que $K = f \frac{Le}{D}$.

$$H_L = f \frac{Le}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad [\text{Ec. 5}].$$

- **Tramo 1 de 3 ½ pulgadas**

$$H_{L1} = f \frac{Le}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$$H_{L1} = 0.6226 \cdot \frac{26^2 (m/s)}{2 \cdot 9.8 (m/s^2)}$$

$$H_{L1} = 21.47m$$

El mismo procedimiento se ejecuta para el tramo 2 y tramo 3 tomando en cuenta la tabla

9. Para las pérdidas en las válvulas y accesorios se muestra en la Ecuación 6

$$H_L = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad [\text{Ec. 6}].$$

- **Tramo 1 de 3 ½ pulgadas**

$$H_{L2} = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$$H_{L2} = 6.8 \cdot \frac{26^2 (m/s)}{2 \cdot 9.8 (m/s^2)}$$

$$H_{L2} = 234.531m$$

El mismo procedimiento se ejecuta para el tramo 2 y tramo 3 tomando en cuenta la tabla

9.

Tabla 9. Pérdidas de carga en tuberías, válvulas y accesorios.

| Elemento | K | H_L (m) |
|---|--------|-----------|
| Tubería de succión 3 ½ ” | 0.6226 | 21.47 |
| Válvulas y accesorios | 6.80 | 234.531 |
| Tubería de descarga antes de la reguladora de presión 1 ½ ” | 2.1271 | 43.4101 |
| Válvulas y accesorios | 9.03 | 184.098 |
| Tubería de descarga después de la reguladora de presión. 1 ¼ ” | 0.9188 | 29.2686 |
| Válvulas y accesorios | 0.176 | 5.6065 |

2.3.12 Parámetros de selección de válvulas

En la red de distribución se encuentra distintos elementos, uno de ellos es la válvula de control.

De acuerdo a la tabla 2 se obtienen las siguientes válvulas.

Tabla 10. Selección de válvulas.

| Elemento | Presión (Bar) | Válvula seleccionada |
|---|---------------|---|
| Tubería de succión 3 ½ ” | 6 | Válvulas de control de dos vías Spira-trolT |
| Tubería de descarga antes de la reguladora de presión 1 ½ ” | 6 | Válvula de globo A3S- A3SS |
| Tubería de descarga después de la reguladora de presión. 1 ¼ ” | 2.38 | Válvula de interrupción con fuelle BSA1 |
| Válvula reguladora de presión | 6 a 2.38 | Válvulas reductoras de presión auto operadas |

Con los datos de la tabla 10 se determina la selección de las válvulas para las diferentes líneas de tubería como son:

- En la tubería de succión se selecciona una válvula de control de dos vías Spira-trolT, ver Anexo A1 para la ficha técnica.
- En la tubería de descarga antes de la reguladora de presión, se procede a seleccionar una válvula de globo Tipo: A3S, Roscado ya que cumple con los rangos de operación como se muestra en la ficha técnica del anexo A2.
- En el tramo final, la válvula seleccionada será válvula de interrupción con fuelle BSA1, ver anexo A3 para la ficha técnica.
- La válvula seleccionada para regular la presión es la válvula reductora de presión auto operadas con ficha técnica en Anexo A4

2.3.13 Línea de condensado

Se debe tomar en cuenta que un distribuidor de vapor tiene una línea con trampas o drenes de condensado como se muestra en la figura 4. En [26], se toman en cuenta los parámetros para la selección de los componentes que rigen en la línea de condensado del distribuidor de vapor.

Para el presente análisis se debe especificar que no se va a tomar en cuenta dicha línea, ya que la simulación y resultados se centrarán en la tubería de salida del distribuidor, dejando un bosquejo de diseño del distribuidor en los planos Anexos.

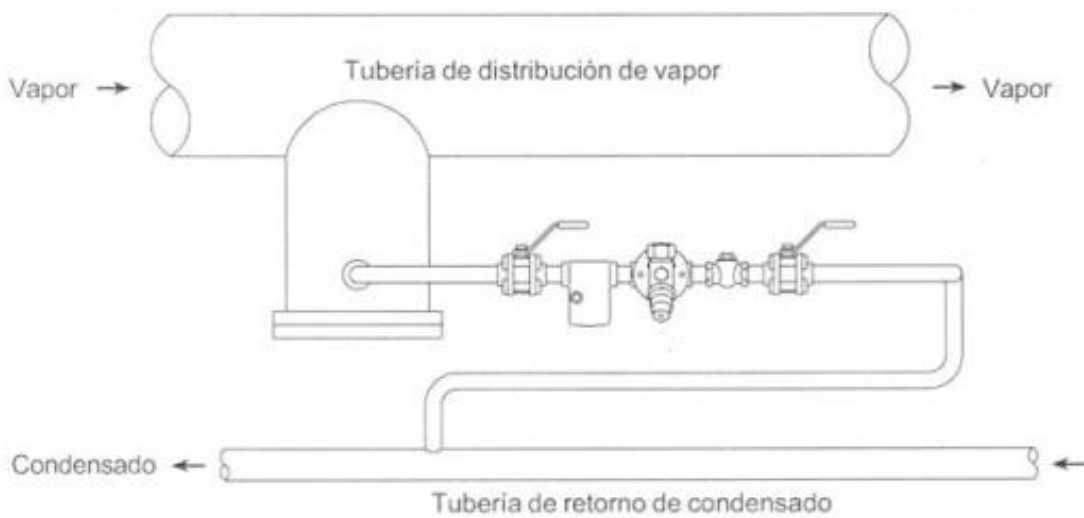


Figura 4. Esquema de línea de condensado [26]

2.4 Pérdidas de calor en tuberías

Considerando que el vapor es cuantiosamente más caliente que la temperatura del aire circundante, siempre habrá algunas pérdidas, cuando lo ideal sería que toda la energía que sale de la casa de calderas llegue al proceso. La clave es reducir las pérdidas en las tuberías en la medida que sea posible. El primer paso para lograrlo es el aislamiento térmico de la línea, debe añadirse que hay una gran diferencia entre la pérdida de calor de una tubería al descubierto y una tubería con sólo milímetros de aislamiento [29].

2.5 Transferencia de calor

En la transferencia de calor total en una tubería que transporta vapor de agua intervienen la transferencia de calor por convección y conducción con sus respectivos coeficientes. La radiación se deprecia en este caso porque el coeficiente es relativamente bajo según [30]. En la tabla 11 se muestran los datos tanto para el aire y vapor.

La transferencia de calor por convección natural sobre una superficie depende de la configuración geométrica de ésta así como de su orientación. También depende de la variación de la temperatura sobre la superficie y de las propiedades termo físicas del fluido que interviene [30].

Tabla 11. Datos para el cálculo de transferencia de calor caso ideal [32]

| Característica | Aire | Vapor |
|--------------------------|------------------------|------------------------|
| Presión | 1 at | 6 Bar |
| Temperatura (°C) | 14 | 158.9 |
| ρ (kg/m^3) | 1.2292 | 3.1731 |
| C_p ($J/kg^\circ K$) | 1006.8 | 2407.62 |
| α (m^2/s^2) | $1.996 \cdot 10^{-5}$ | |
| μ (kg/ms) | $1.7972 \cdot 10^{-5}$ | $1.4299 \cdot 10^{-5}$ |
| ν (m^2/s) | $1.4612 \cdot 10^{-5}$ | |
| Pr | 0.7326 | 1.046 |
| V (m/s) | 4.8 | 26 |

Para el cálculo de las resistencias térmicas por convección y conducción interviene la ecuación 7 y Ecuación 8

$$Rh = \frac{1}{h_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot L} \quad [\text{Ec. 7}].$$

$$Rk = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_1} \quad [\text{Ec. 8}].$$

Obteniendo los datos de la tabla 12

Tabla 12. Resistencias térmicas [32]

| Elemento | Tubería 1 ½ ” | Tubería 1 ¼” |
|-------------------------------------|------------------|--------------|
| $k(\text{vapor}) (W/m^{\circ}K)$ | 0.03292 | 0.03292 |
| $k(\text{aire}) (W/m^{\circ}K)$ | 0.02468 | 0.02468 |
| $k(\text{acero}) (W/m^{\circ}K)$ | 60.5 | 60.5 |
| $h_1(\text{vapor}) (W/m^2 \circ K)$ | 80 | 80 |
| $h_2(\text{aire}) (W/m^2 \circ K)$ | 22 | 22 |
| r_1 | 0.02045 | 0.0755 |
| r_2 | 0.0245 | 0.0211 |
| L | 4.35 | 1.5 |
| $Rh_1(\text{vapor})$ | 0.02236 | 0.075572 |
| $Rk(\text{acero})$ | 0.00010 | 0.000323 |
| $Rh_2(\text{aire})$ | 0.06886 | 0.228572 |

Para el cálculo de la transferencia de calor total sin aislante de la tubería de 1 ½” interviene la Ecuación 9

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 4}}{R_{h1} + R_{k1} + R_{h2}} \quad [\text{Ec.9}].$$

$$\dot{Q} = \frac{158.9 - 14}{0.022364 + 0.000101 + 0.068864}$$

$$\dot{Q} = 1586.58W$$

Para determinar las temperaturas superficiales al interior y exterior de la tubería, se las calcula con la Ecuación 10 y 11

$$\dot{Q} = \frac{T_3 - T_{\infty 4}}{Rh_2} \quad [\text{Ec. 10}].$$

$$T_3 = 1586.58 (0.068864) + 14$$

$$T_3 = 123.2581 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_2 - T_{\infty 4}}{Rh_2 + Rk} \quad [\text{Ec. 11}].$$

$$T_3 = 1586.58 \cdot (0.068864 + 0.000101) + 14$$

$$T_3 = 123.418^\circ\text{C}$$

Para los cálculos de la tubería de 1 ¼ se aplican las formulas 9, 10 y 11 con los datos correspondientes de la tabla 12 y se obtiene los datos de la tabla 13.

Tabla 13. Trasferencia de calor total sin aislante [32]

| Elemento | Tubería 1 ½ ” | Tubería 1 ¼” |
|---|------------------|--------------|
| $\dot{Q} \text{ (W)}$ | 1586.58 | 475.912 |
| $T_{\infty 1} \text{ (}^\circ\text{C)}$ | 158.9 | 158.9 |
| $T_{\infty 4} \text{ (}^\circ\text{C)}$ | 14 | 14 |
| $T_2 \text{ (}^\circ\text{C)}$ | 123.418 | 122.934 |
| $T_3 \text{ (}^\circ\text{C)}$ | 123.258 | 122.78 |

Para la selección del aislante según [31] se considera 2 parámetros como son: la temperatura del fluido y el diámetro de la tubería. En nuestro caso para los diámetros de 1 ½ y 1 ¼ se selecciona un aislante de 30 mm de espesor (ver anexo D) de tipo fibra de vidrio, ya que este es el más utilizado en las tuberías de vapor y está dentro de los rangos establecidos por [26].

Sabiendo que con las ecuaciones 7 y 8 se calculan las resistencias térmicas se obtienen los siguientes datos

Tabla 14. Resistencias térmicas [32]

| Elemento | Tubería 1 ½ ” | Tubería 1 ¼” |
|----------------------|------------------|--------------|
| k(vapor) (W/m K) | 0.03292 | 0.03292 |
| k (aire) (W/m K) | 0.02468 | 0.02468 |
| k (aislante) (W/m K) | 0.038 | 0.038 |
| k (acero) (W/m K) | 60.5 | 60.5 |
| h1(vapor) (W/m K) | 80 | 80 |
| h2(aire) (W/m K) | 22 | 22 |
| r_1 | 0.02045 | 0.0755 |
| r_2 | 0.0245 | 0.0211 |
| r_3 | 0.0545 | 0.0511 |
| L | 4.35 | 1.5 |
| Rh_1 (vapor) | 0.02236 | 0.075572 |
| Rk (acero) | 0.00010 | 0.000323 |
| Rh_2 (aire) | 0.03051 | 0.03254 |
| Rk (aislante) | 0.9437 | 2.4697 |

Para el cálculo de la transferencia de calor total con aislante interviene la Ecuación 12

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 4}}{R_{h1} + R_{k1} + R_{h2} + R_{k2}} \quad [\text{Ec. 12}].$$

$$\dot{Q} = \frac{159.8 - 14}{0.022364 + 0.0001 + 0.03051 + 0.9437}$$

$$\dot{Q} = 145.38W$$

El cálculo de las temperaturas superficiales se realiza con las ecuaciones 13, 14 y 15

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_2}{Rh_1} \quad [\text{Ec. 13}].$$

$$T_2 = 158.9 - 145.38 \cdot (0.022364)$$

$$T_2 = 155.648^\circ C$$

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_3}{Rh_1 + Rk_1} \quad [\text{Ec.14}].$$

$$T_3 = 158.9 - 145.38 \cdot (0.022364 + 0.0001)$$

$$T_3 = 155.647^\circ C$$

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_4}{Rh_1 + Rk_1 + Rk_2} \quad [\text{Ec. 15}]$$

$$T_4 = 158.9 - 145.38 \cdot (0.022364 + 0.0001 + 0.9437)$$

$$T_4 = 18.45^\circ C$$

Para los cálculos de la tubería de 1 ¼ se aplican las formulas 12, 13,14 y 15 con los datos correspondientes de la tabla 14 y se obtiene los datos de la tabla 15.

Tabla 15. Trasferencia de calor total con aislante

| Elemento | Tubería 1 ½ ” | Tubería 1 ¼” |
|---------------------------|------------------|--------------|
| $\dot{Q} (W)$ | 145.38 | 56.92 |
| $T_{\infty 1} (^\circ C)$ | 158.9 | 158.9 |
| $T_{\infty 4} (^\circ C)$ | 14 | 14 |
| $T_2 (^\circ C)$ | 155.648 | 154.59 |
| $T_3 (^\circ C)$ | 155.647 | 154.58 |
| $T_4 (^\circ C)$ | 18.45 | 14.00 |

CAPITULO III

En este capítulo se describirán los pasos más importantes para simular la distribución del vapor de agua que pasa por las tuberías de la línea de distribución mediante el software Ansys 16.0 en el módulo Fluend CFD. El diseño de las tuberías de vapor y los cálculos de transferencia de calor que se usan en esta simulación se obtuvieron previamente en los cálculos del capítulo II. De ahí que, la simulación nos permitirá comparar los resultados al variar tres parámetros descritos a continuación, y así determinar cómo estos afectan en el comportamiento térmico del vapor de agua.

3.1 Parámetros para la simulación

Se ha seleccionado tres parámetros importantes que se variarán en la simulación en Ansys, que son los siguientes:

- Tuberías de salida sin aislante térmico.
- Tuberías de salida con aislante térmico espesor 30 mm.
- Variación de velocidad del vapor a la entrada de las tuberías, dentro de los rangos permisibles en vapor saturado, los cuales deberán ser de 20 m/s y 30 m/s en cada uno de los casos.

3.2 Procedimiento para la simulación del vapor en las tuberías de distribución en Ansys 16.0

El módulo CFD permite analizar la transferencia de calor activando la ecuación de la energía.

Heat Transfer
Governing Equations

ANSYS
Training Manual

Conservation Equations

| | |
|------------|---|
| Continuity | $\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0$ |
| Momentum | $\frac{\partial (\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \mathbf{S}_M$ |
| Energy | $\frac{\partial (\rho h_{tot})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (\mathbf{U} \cdot \boldsymbol{\tau}) + \mathbf{U} \cdot \mathbf{S}_M + S_E$ |

where

$$\boldsymbol{\tau} = \mu \left(\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{U} \right) \quad h_{tot} = h + \frac{1}{2} \mathbf{U}^2$$

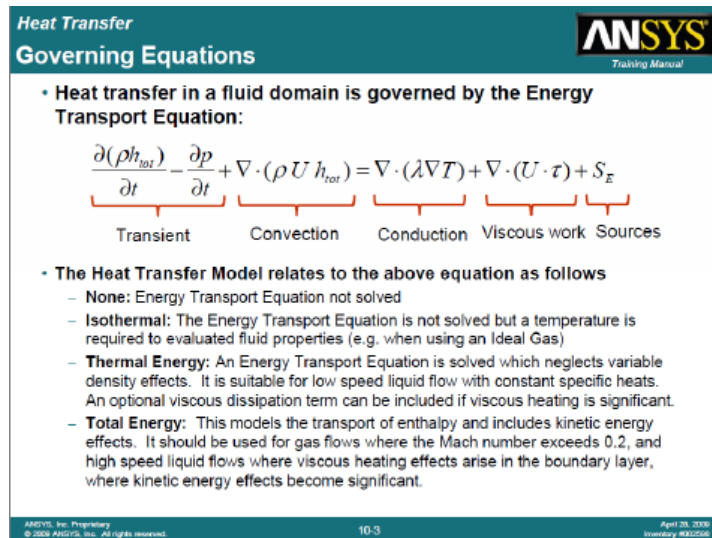


Figura 5. Ecuaciones de la energía y transferencia de calor usada por Ansys

Entre los pasos más importantes que se realizó para la simulación están:

- Selección del módulo Fluent

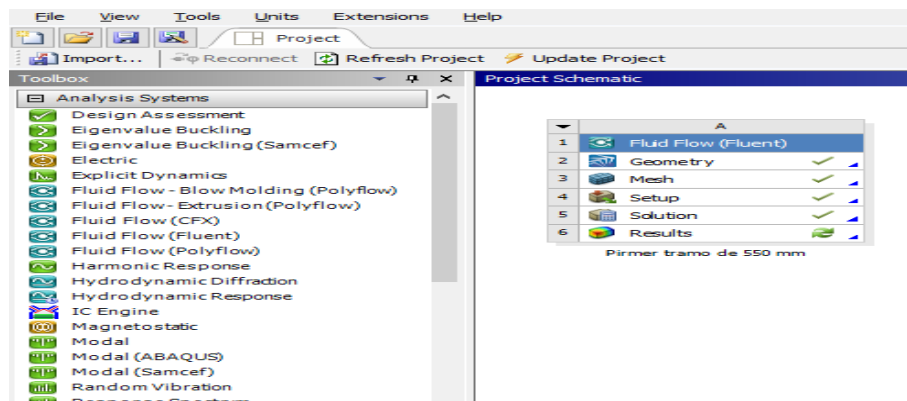


Figura 6. Selección del módulo a usar

- Importación de la geometría desde un software externo

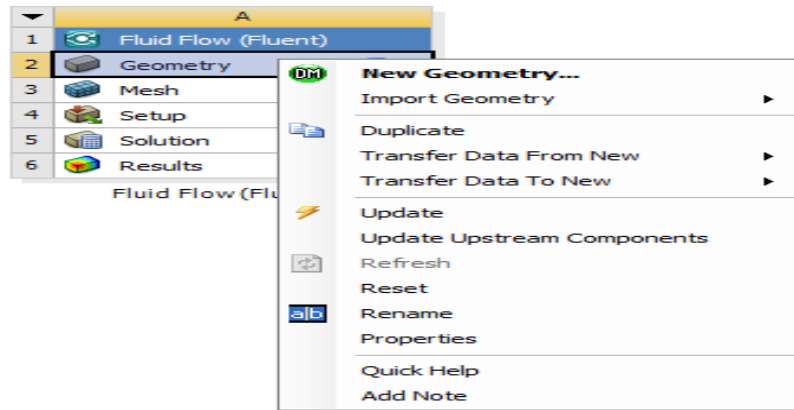


Figura 7. Ingreso de geometría

- Se realiza el mallado de la geometría, con parámetros establecidos por módulos de ANSYS.

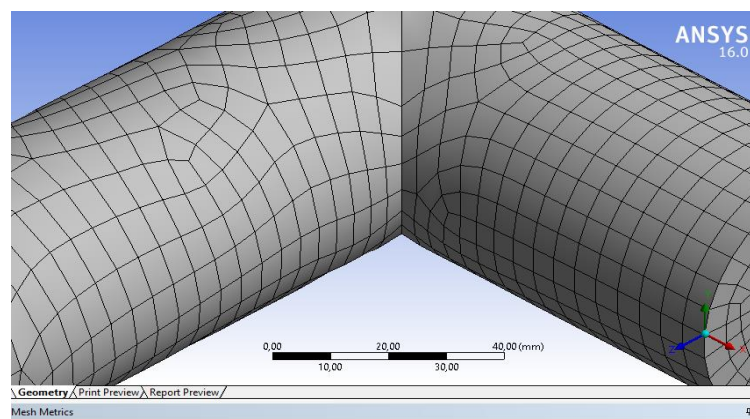


Figura 8. Mallado de la geometría

- En la opción de “setup” se introducirán las condiciones de entrada para el vapor.

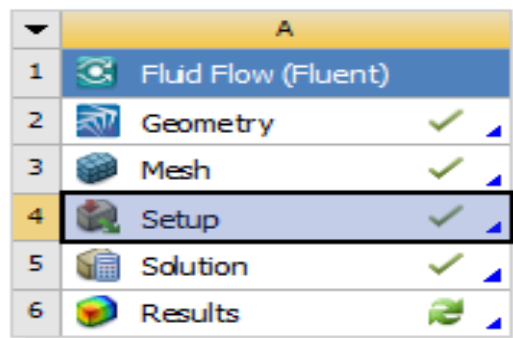


Figura 9. Definición de parámetros de entrada, restricciones y condiciones de borde.

Los datos más importantes en la entrada, dependiendo el caso de simulación son:

- Selección del modelo multifásico de Euler en ANSYS FLUENT ya que permite modelar múltiples fases separadas pero interactivas. Las fases pueden ser líquidos, gases o sólidos y en diferentes combinaciones.
- Datos de entrada del vapor
- Datos del material
- Datos de transferencia de calor

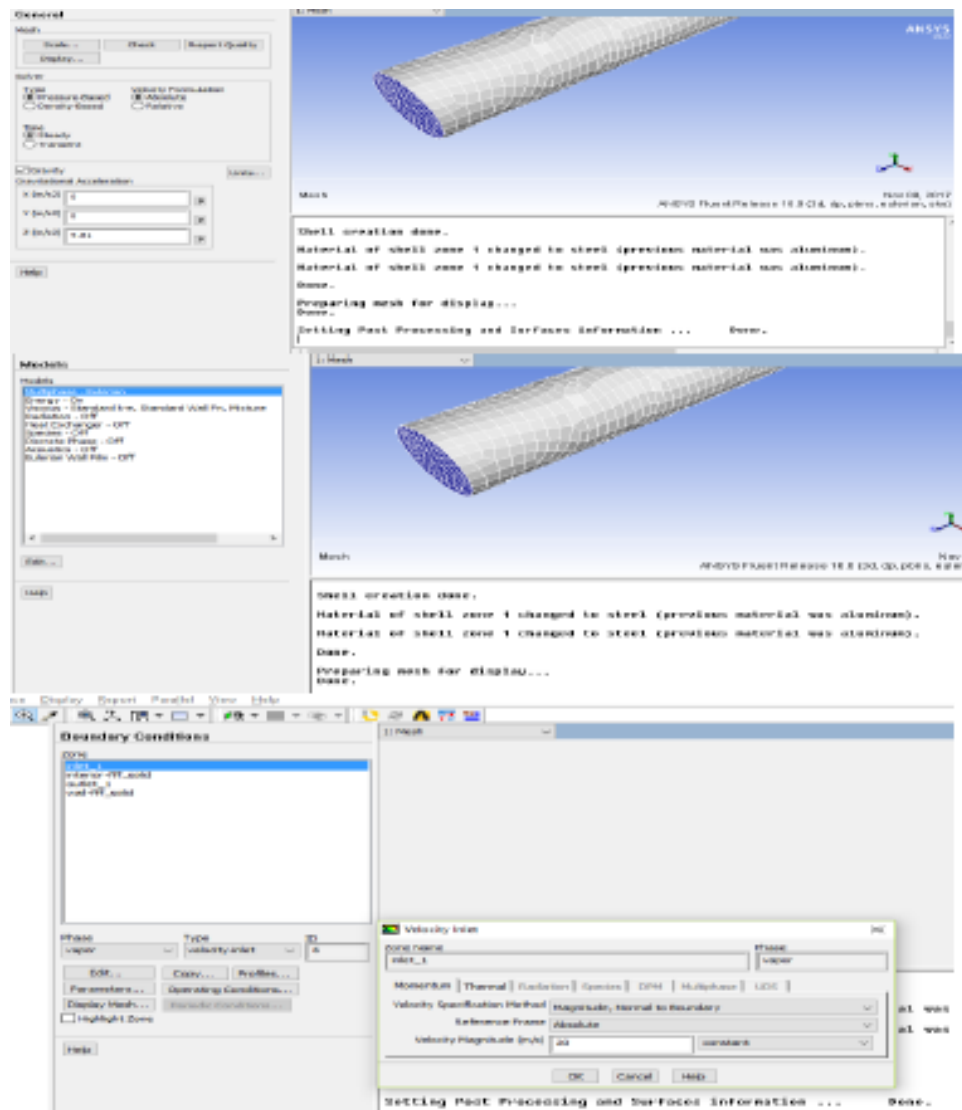


Figura 10. Definición de datos

Después de seleccionar, ingresar y predeterminar los valores de entrada y de salida en esta simulación, en la parte de “solution”, se podrá enviar a resolver la simulación. Así se obtienen los resultados deseados.

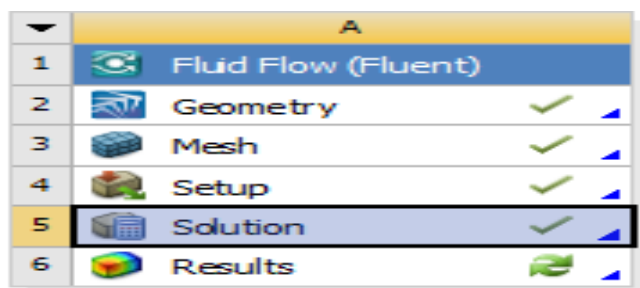


Figura 11. Solución.

3.3 Análisis de resultados con los diferentes parámetros establecidos

Se pueden obtener resultados de diferentes tipos y condiciones dependiendo del estudio realizado en el software, como: cortes estructurales, deformaciones de materiales, cambios de fases, penetración en capas, comportamiento de la energía, entre otros, los resultados escogidos serán: tablas de condensado, análisis de temperatura en cortes longitudinales y transversales, el comportamiento de la velocidad del fluido y la gráfica de velocidad confrontadas a la posición que satisfacen los objetivos del proyecto.

3.3.1 Calidad del vapor

Con los datos finales de volumen específico expresados en la tabla 16, que representan la cantidad de vapor y agua a la salida de la tubería obtenidos en la simulación, y con la ecuación número 16, se obtiene el porcentaje de calidad y condensado del vapor mostrada en la tabla 17.

Tabla 16. Datos de volumen específico.

| Casos | Vapor m ³ / kg | Mezcla m ³ / kg | Agua m ³ / kg |
|-------------------------------|---------------------------|----------------------------|--------------------------|
| Tubería sin aislante a 20 m/s | 0.3997594 | 0.40008154 | 0.41237616 |
| Tubería con aislante a 20 m/s | 0.39912147 | 0.39936476 | 0.40868554 |
| Tubería sin aislante a 30 m/s | 0.5965717 | 0.59704419 | 0.60651452 |
| Tubería con aislante a 30 m/s | 0.61149543 | 0.61199473 | 0.63105411 |

$$X = \frac{v_X - v_A}{v_V - v_A} 100 \quad [\text{Ec. 16}]$$

Con los datos de calidad y condensado, la industria puede desarrollar ideas de aplicaciones dependiendo el tipo y calidad de vapor que se obtiene. Siendo así que mientras mayor calidad se obtenga en el vapor, las aplicaciones tendrán un mejor aprovechamiento. Cabe destacar que para la ecuación 16 se usan los datos exclusivamente del volumen específico que se tiene a la salida de las tuberías.

Tabla 17. Datos de calidad.

| Casos | X | Agua |
|-------------------------------|---------|--------|
| Tubería sin aislante a 20 m/s | 97.44 % | 2.56 % |
| Tubería con aislante a 20 m/s | 97.46 % | 2.54 % |
| Tubería sin aislante a 30 m/s | 95.24 % | 4. 76% |
| Tubería con aislante a 30 m/s | 97.44 % | 2.56 % |

Según las normas establecidas se sugiere que en los tramos cortos se use aislante térmico, sin embargo la tabla 17 muestra datos de calidad y condensado, en el caso de la tubería con 20 m/s el uso de aislante mejora la calidad de vapor solo en un 0.02 % lo cual en temas de costos sería innecesario colocar en una aplicación.

En el caso de tuberías a 30 m/s los porcentajes de calidad y vapor con y sin aislante térmico tiene una diferencia del 2.2 %. Esto denota que a grandes velocidades, y sin importar la longitud de tuberías para esta aplicación, es necesario colocar un aislante térmico para mejorar los datos de salida de la calidad y condensando.

Al analizar los casos con y sin aislante en los cuales la velocidad de entrada del vapor cambia de 20 a 30 m/s, los datos de calidad y condensado son mejores para el primer caso. Esto permite demostrar que seleccionar la velocidad de entrada de 20 m/s es la más apropiada para esta aplicación. Y a su vez este resultado concuerda con las normas establecidas para tuberías que transportan vapor.

3.3.2. Análisis de temperaturas

- Tuberías sin aislante

En las figuras 12 y 13 se muestran los resultados visuales de la distribución de temperaturas para los casos sin aislante a velocidades de entrada de 20 y 30 m/s respectivamente. Los colores verde y amarillo son los puntos bajos de temperatura y el color rojo y tomate son los puntos altos de temperatura. Con valores de 158.990 °C en el exterior, 158.996 °C en la segunda capa de colores y 158.998 °C en el centro para el caso con velocidad de 20 m/s y para el caso de 30 m/s los valores son 158.996 °C, 158.999 y 159 °C respectivamente. En una primera comparación se observa que la distribución de temperaturas es bastante similar en ambos casos, se mantiene uniforme en el sector central de la tubería a pesar de tener condensado. Esto indica que los resultados de la calidad son consistentes, se sabe que el proceso de condensado se obtiene a temperatura y presión constante por ser un cambio de fase.

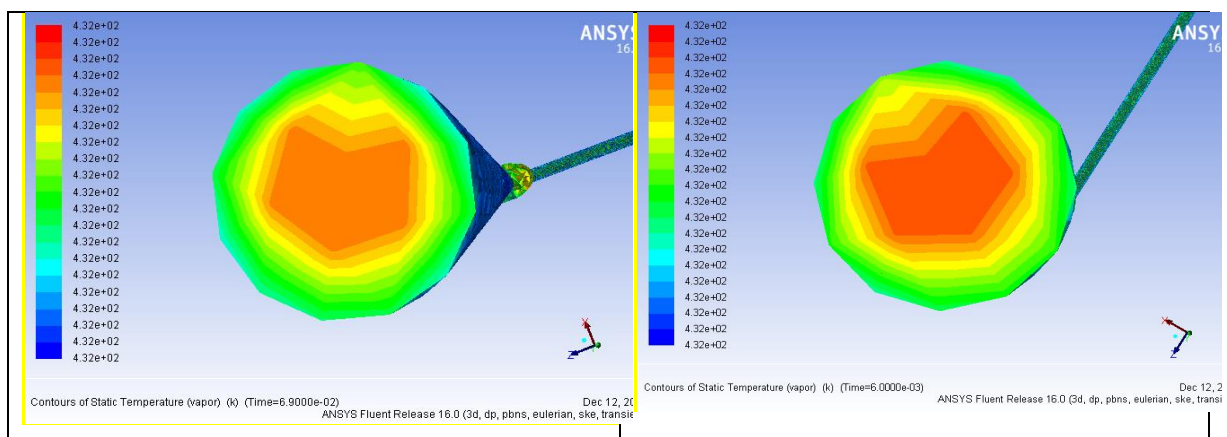


Figura 12. Corte trasversal de tubería sin aislante con 20 y 30 m/s.

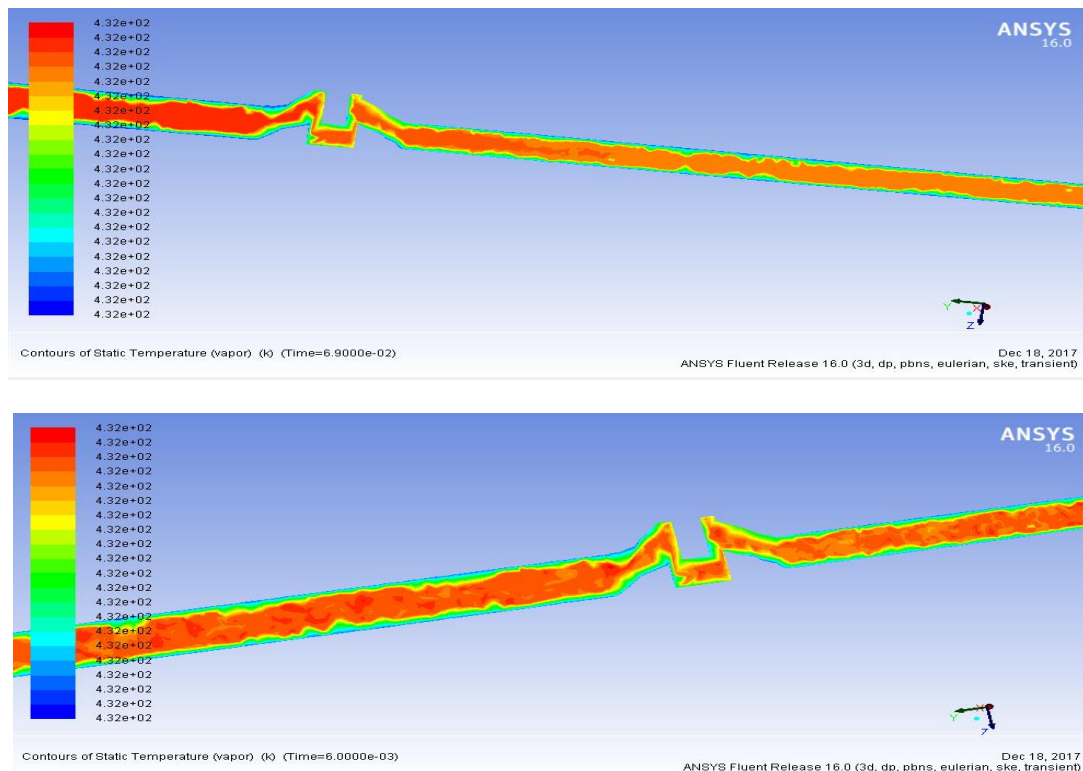


Figura 13. Corte longitudinal de la tubería sin aislante térmico a 20 y 30 m/s.

- **Tuberías con aislante**

En las figuras 14, 15, 16 y 17 se presentan los resultados visuales del comportamiento de la temperatura de la tubería, para los casos con aislante a velocidades de entrada de 20 y 30 m/s respectivamente, se observa que no se presenta una distribución de la temperatura dentro de la tubería, si no que ésta tiene un solo valor, es decir .es constante. En este caso, el color verde que entrega el simulador significa que el valor de temperatura es 159 °C, el cual corresponde al valor de temperatura inicial del fluido y es el valor límite. El color rojo representa un aumento de temperatura sobre los 159 °C para todo el rango de precisión con el que trabaja el simulador, en este caso es de 159,00021 °C. Físicamente este incremento no representa un error en la simulación, sino el resultado visual se debe a las propiedades del software. Esto nos indica que el aislante afecta de igual manera para los dos casos de velocidades en cuanto a la temperatura.

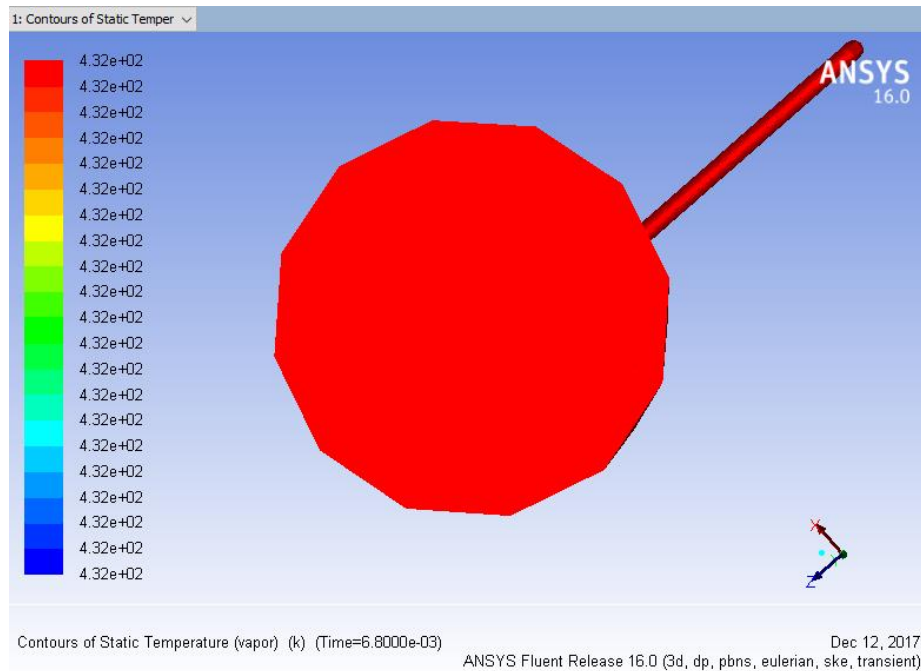


Figura 16. Corte transversal de tubería con aislante a 30 m/s.

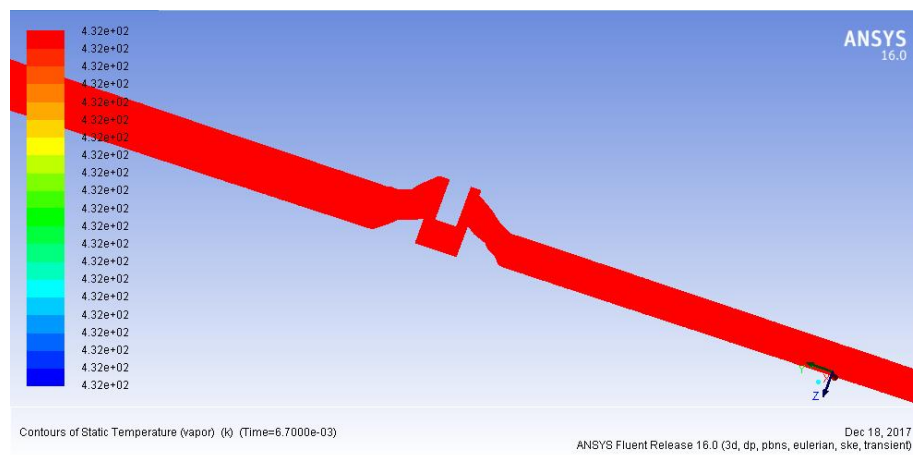


Figura 17. Corte longitudinal de tubería con aislante a 30 m/s.

- **Análisis de temperatura en la pared externa de la tubería.**

En las figuras 18 y 19 se presenta los resultados visuales del comportamiento de la temperatura en la pared exterior de la tubería con y sin aislante térmico, independientemente de la velocidad. El color azul representa valores de temperatura con un promedio de 123.26 C y los colores verde y amarillo valores de temperatura que bordean los 155.64 C con un error del 0.7 %, con el valor teórico y el valor simulado. La uniformidad en el color azul, representa que en la pared exterior de la tubería sin aislante, la transferencia de calor es constante debido a la convección natural que existe con el ambiente. Mientras que la gradiente de colores que presenta en la pared de la tubería con aislante, representa que la transferencia de calor no es uniforme ya que está en contacto con

el material del aislante térmico. En la industria como aplicación de este tipo de líneas aisladas, la transferencia de calor no uniforme afecta al material de la tubería, creando pequeños poros o agujeros a lo largo de la línea por la concentración de calor en algunos puntos.



Figura 18. Pared de tuberías sin aislante térmico.



Figura 19. Pared de tuberías con aislante térmico.

3.3.3. Análisis de velocidad al interior de las tuberías.

- Tubería sin y con aislante térmico a velocidad de 20 m/s.

Las figuras 20 y 21 muestran los resultados que el simulador Ansys revela para la velocidad vista como flujo dentro de la tubería con un corte longitudinal, donde se considera la velocidad de entrada de 20 m/s. La escala de colores pertenece a la siguiente referencia, velocidades altas con el color rojo y velocidades bajas con color celeste. En esta grafica se distingue la presencia de un cambio de velocidad al pasar por la válvula reductora de presión, como es de esperarse al reducir el diámetro de tubería de 1 ½ a 1 ¼ pulgadas la velocidad aumenta considerablemente. Teniendo como resultado una velocidad de salida de 34.25 m/s. Comprobando el buen diseño de la línea de distribución, ya que la velocidad de salida está dentro del rango permisible seleccionado en el capítulo II.

En el caso de la tubería aislada con la misma velocidad de entrada de 20 m/s, la velocidad de salida no se ve afectada por la trasferencia de calor. Obteniendo así un valor de 33.64 m/s que sigue estando dentro del rango de diseño de la red de distribución.

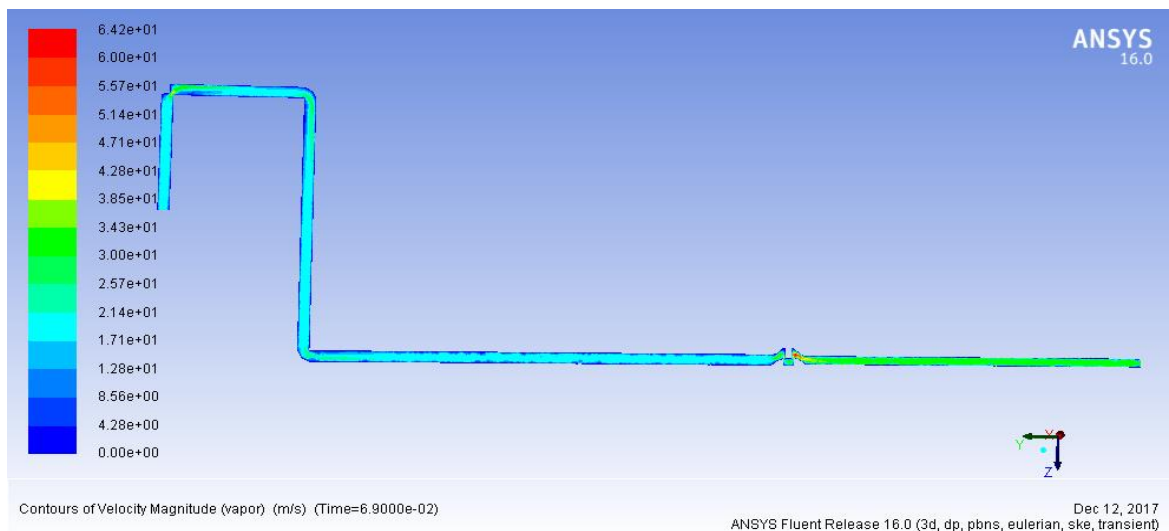


Figura 20. Corte longitudinal en la tubería.

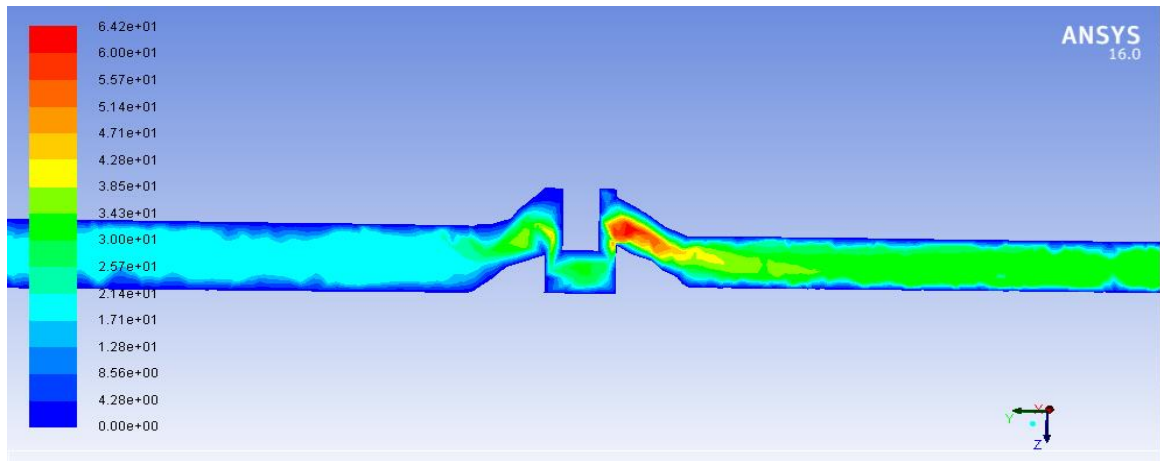


Figura 21. Corte longitudinal en la tubería.

- Tubería con y sin aislante con 30 m/s.

Las figuras 22 y 23 son equivalentes a las figuras 16 y 17 es decir, se revela el comportamiento de la velocidad vista como flujo en un corte longitudinal a lo largo de la tubería, pero con velocidad de entrada de 30 m/s. La escala de colores pertenece a la siguiente referencia, velocidades altas con el color rojo y velocidades bajas con color celeste.

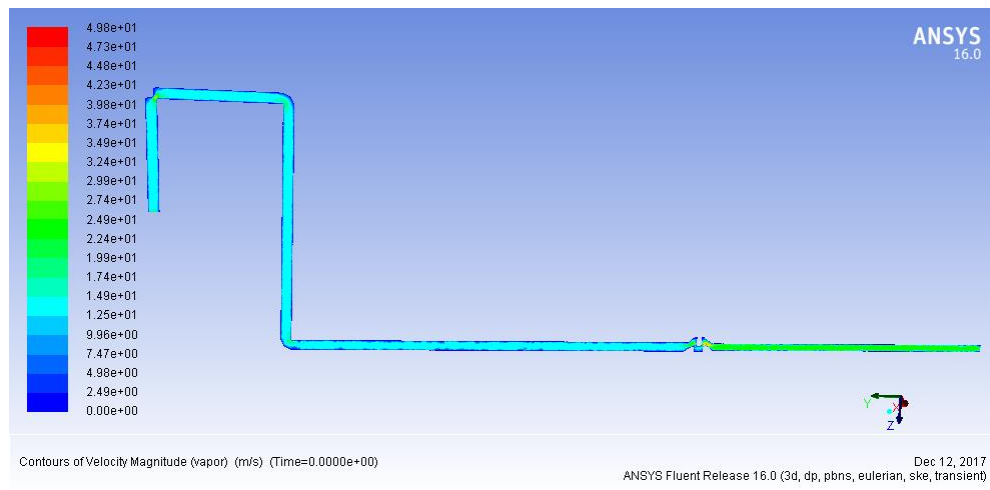


Figura 22. Corte longitudinal en la tubería.

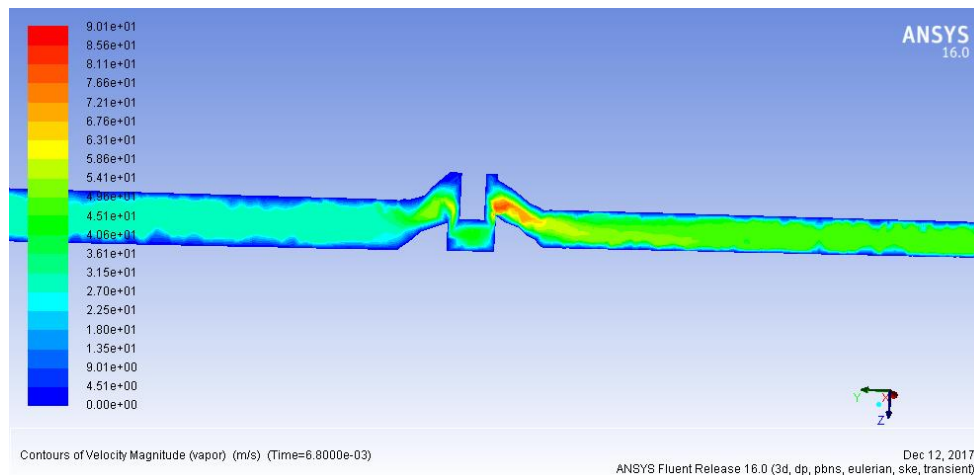


Figura 23. Corte longitudinal en la tubería.

Como sucedió en el caso de la tubería a 20 m/s, el aislante térmico no influye de manera apreciable en el comportamiento de la velocidad dentro de las tuberías. Con la velocidad de 30 m/s a la entrada, la simulación arroja el dato de velocidad a la salida de 49.57 m/s para la tubería aislada y 49.31 m/s para la tubería sin aislar. Estos datos son elevados teniendo como resultado en una posible aplicación daños en la válvula reguladora de presión y en los accesorios de la red, lo cual no coincide con los rangos de velocidades establecidas para el diseño de una línea de distribución según la teoría revisada en esta investigación

- **Velocidades presentadas en forma vectorial**

En las figuras 24 y 25 se representa la velocidad vista como vector en un corte longitudinal a lo largo de la tubería, con velocidades de 20 y 30 m/s de entrada respectivamente. La escala de colores indica los rangos de velocidad del fluido dentro de la tubería. Teniendo así que el color rojo y anaranjado muestran velocidades altas y el color azul velocidades bajas.

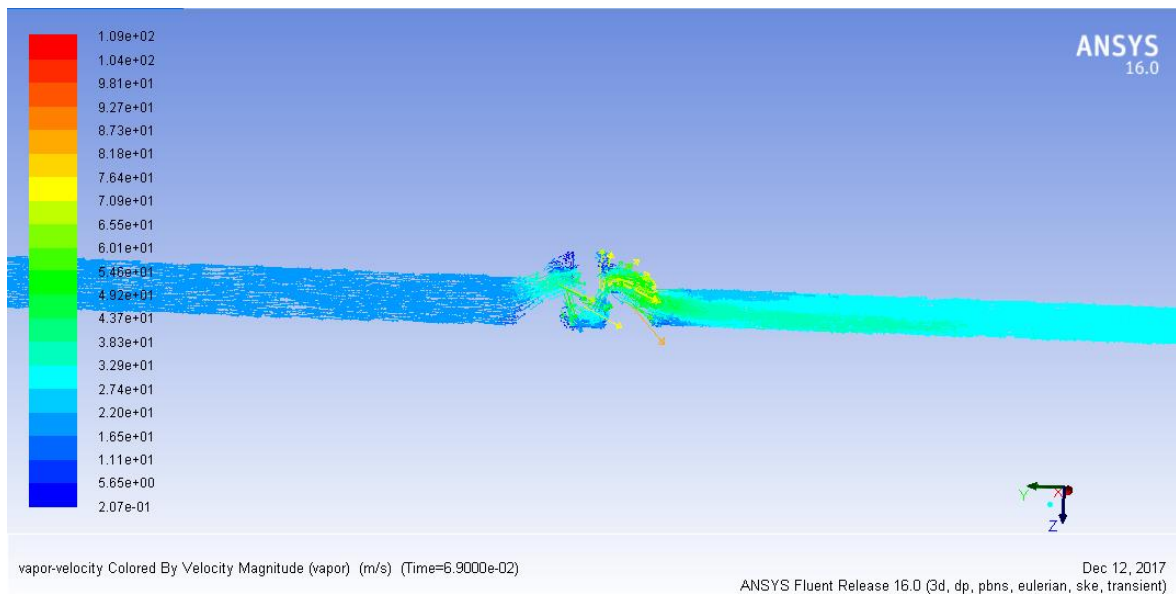


Figura 24. Vectores de velocidad a 20 m/s.

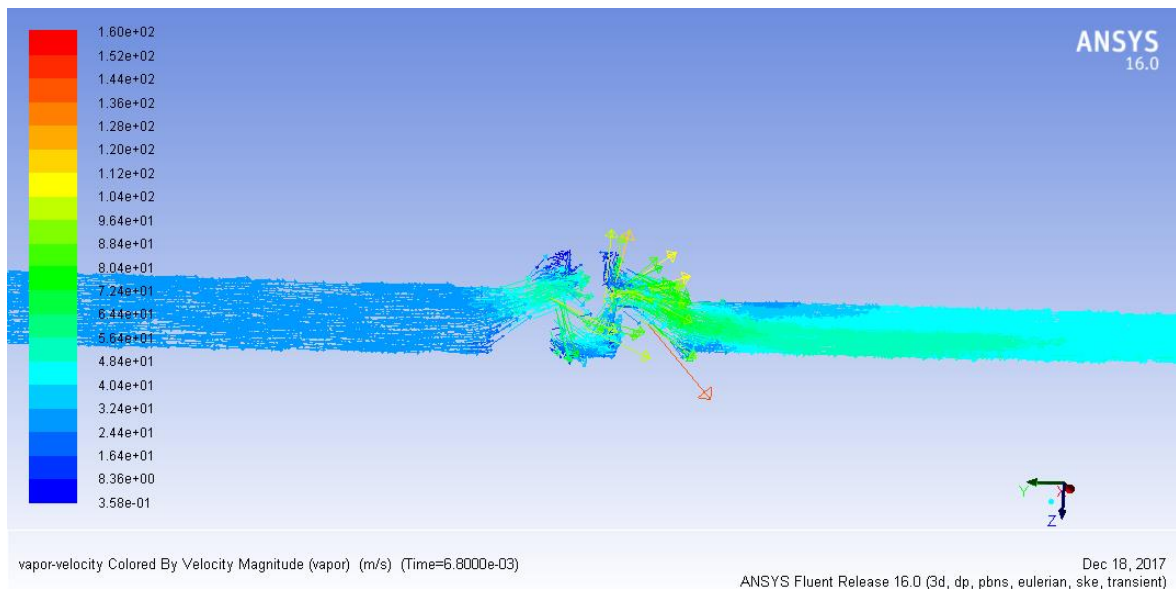


Figura 25. Vectores de velocidad a 30 m/s.

Como se observa en la figura 24 la dirección de los vectores velocidad casi a lo largo de toda la tubería permanecen alineados, además que no existe un contraflujo que generen vórtices. Esto significa el buen comportamiento de la velocidad del fluido y diseño de la tubería para una velocidad de entrada de 20 m/s. También se puede describir que al pasar el fluido por la reguladora de presión, la velocidad aumenta como se observa en la escala de colores, además la dirección de los vectores indican golpes hacia las paredes de la válvula. Sin embargo, a pesar de este fenómeno la velocidad de salida no se ve afectada de mayor manera porque los vectores vuelven a alinearse a la salida.

Por otra parte en la figura 25 también se nota que los vectores de velocidad se mantienen alineados a lo largo de la tubería, pero se debe aclarar que las magnitudes de estas velocidades son más altas que para las tuberías que tiene 20 m/s como velocidad de entrada. Sin embargo con estas velocidades dentro de la válvula reguladora de presión se presentan vectores con velocidades altas, lo cual indica la presencia de vórtices y choques en las paredes. Esto producirá que la válvula reguladora de presión tienda a fallar. Finalmente los vectores de velocidad al salir de la reguladora de presión se comportan de manera estable pero con valores de magnitud muchos más grandes que los permisibles en el diseño de una tubería que trasporta vapor.

- **Velocidad de partículas de condensado acorde a la posición**

En las figuras 27 y 28 se muestran las gráficas de velocidad de las partículas de condensado dentro de las tuberías de vapor vista de forma gráfica. El 0 de la posición indica el tramo 2, el punto 1 y 1.5 de posición representa la válvula reguladora de presión, y el punto 2 de posición es el tramo 3 de la línea de distribución representados en la figura 26.

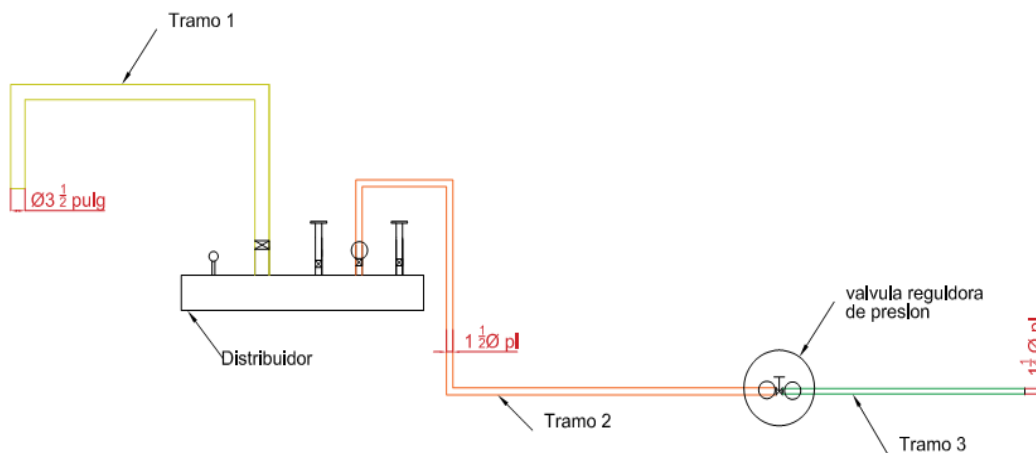


Figura 26. Tramos de la línea de distribución.

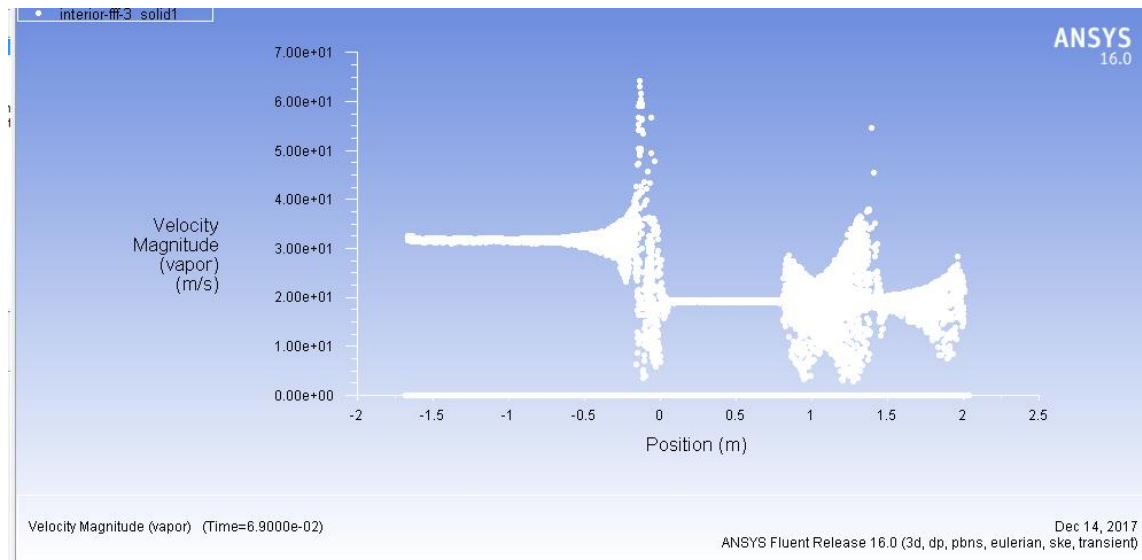


Figura 27. Velocidad de 30 m/s sin aislante.

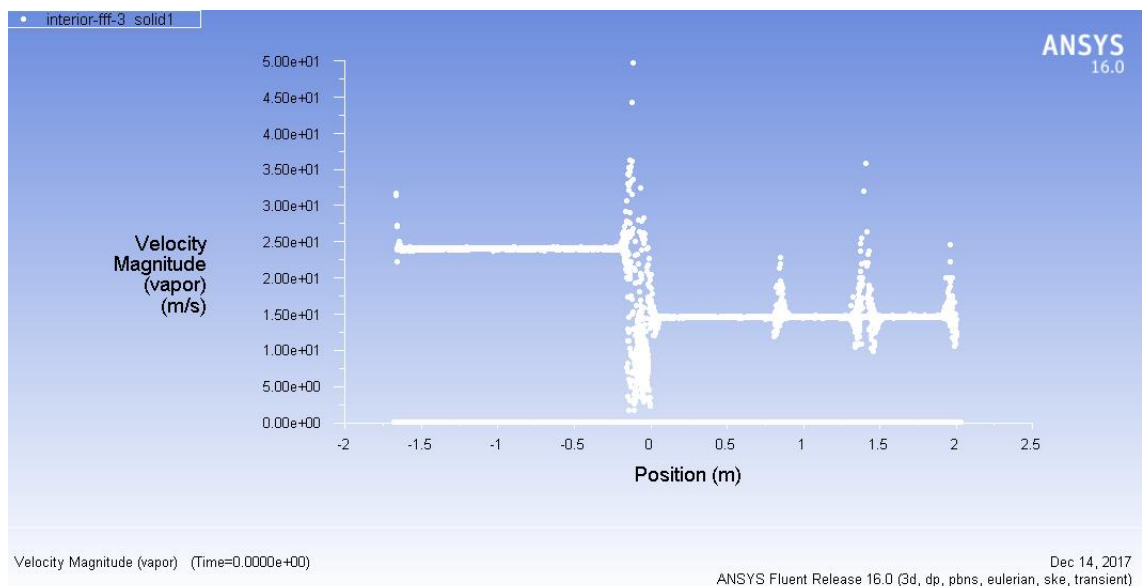


Figura 28. Velocidad de 30 m/s con aislante.

Si se toma en cuenta el tramo 2 y 3 de la figura 26 donde el comportamiento de velocidad de arrastre de las partículas de condensado es inadecuado se relaciona con la figura 27 que representa una tubería sin aislante térmico, con 30 m/s como velocidad de entrada donde se observa que por no estar aislado se produce una cantidad de condensado a lo largo de la tubería. Esto conlleva a provocar arrastres de vapor y agua chocando en las paredes de la misma produciendo picos de velocidad que afectan a los elementos de la línea de distribución. De igual manera en la válvula reguladora de presión, se perciben choques abruptos de partículas en las paredes de la válvula.

Este comportamiento mejora al momento de aislar térmicamente la tubería como se muestra en la figura 28, al no tener partículas de condensado arrastrándose por lo largo de la tubería. Cabe mencionar que para el comportamiento de la tubería con velocidad de entrada de 20 m/s el análisis es similar, pero es muy bajo el arrastre de partículas de condensado pues la diferencia de condensación entre la tubería aislada y sin aislar es de solo 0.02%.

Las repercusiones de una velocidad inestable dentro de la red de distribución llevan consigo daños en las máquinas de aplicación ya que suministra a una velocidad mayor de la requerida y con partículas de arrastre de condensado. Además provoca daños en las válvulas y accesorios ocasionados por el fenómeno llamado arrastre que provoca grandes desgastes de los elementos que componen la red de distribución, elevando costos de mantenimiento e instalación en este tipo de aplicaciones.

CONCLUSIONES

- Una vez realizado el diseño de la línea de distribución, se definió tres condiciones de análisis para la simulación para poder comparar su influencia sobre el comportamiento del vapor. Las condiciones fueron: tuberías de salida sin aislante térmico, tuberías de salida con aislante térmico espesor 30 mm, y variación de velocidad de entrada de 20 m/s y 30 m/s y sus combinaciones respectivas. Con estas consideraciones, y al realizar la simulación, se obtuvieron resultados de calidad, comportamiento de la temperatura y comportamiento de la velocidad del vapor, que permiten realizar un análisis de cuál es la mejor combinación para este sistema.
- Según el código ASME B31.3 las líneas de tubería que transportan vapor, deben tener una válvula de purga cada 15 – 20 m. En este caso, y para este diseño, solo se tiene una longitud de 5.85 m; es decir, la válvula de purga no es necesaria y se verifica dado los bajos valores de condensado que variaron entre un rango de 2.56% y 4.76 % como menor y mayor respectivamente. Estos valores se pueden considerar pequeños y permiten verificar que los resultados de la simulación son coherentes, reduciendo así costos de instalación, de mantenimiento (en el caso de ser construido) y costo computacional, en el caso de simulaciones
- La mejor opción para el comportamiento del vapor de agua es la tubería aislada con 30 mm de espesor y velocidad de entrada de 20 m/s a partir de la comparación de los datos que se obtiene de las simulaciones para tuberías aisladas y sin aislar con 20 y 30 m/s de velocidad de entrada, Esta tubería permite tener valores de calidad de 97.46 % y comportamiento adecuado de velocidades con datos de 32.43 m/s y temperaturas de 158.85°C al final de la línea de distribución. Dentro de los parámetros establecidos para el diseño de una investigación, son indicadores correctos.
- El ultimo resultado obtenido en la simulación respecto a la velocidad de las partículas de condensado dentro de las tuberías de distribución, ayuda al análisis del fenómeno habitual denominado arrastre. No siendo notorio para el caso que tiene 20 m/s como velocidad de entrada, obteniendo una diferencia de porcentaje

de condensado mínimo en las tuberías con y sin aislante, en el análisis de una tubería con velocidad de 30 m/s a la entrada. El porcentaje de condensado aumenta al no estar aislada dando como resultado la presencia del arrastre de partículas de agua, las cuales actúan limando las paredes del interior de las tuberías lo que provoca desgastes y fallas en las líneas de distribución y sus accesorios.

- La simulación realizada ahorra tiempo y costo con la predicción de fenómenos importantes que podrían afectar el buen rendimiento del procedimiento. Como resultado de la simulación realizada, se evidencia el fenómeno de arrastre dentro de las tuberías que transportan vapor de agua, previniendo que este fenómeno ocurra a lo largo de la vida útil de la línea en la práctica diaria

RECOMENDACIONES

- Tener en cuenta las recomendaciones que presenta las normas ASME B31.3 para el diseño de la red de distribución de vapor y realizar los cálculos pertinentes para obtener una geometría estándar que garantice que los resultados de la simulación sean confiables.
- Se recomienda la selección del espesor de aislante por tablas y conforme a la aplicación.
- Es necesario tener un adecuado equipo computacional para el uso del software Ansys, ya que es un programa con varios módulos de aplicación, entre los más importantes la memoria de la computadora, tarjeta de video, procesador y núcleos.
- Al momento de simular la red de distribución de vapor, no dividirlos en tramos ya que en primer lugar el gasto computacional es muy elevado. Así mismo en el paso de exportación de datos para los siguientes tramos, los valores de entrada y salida de vapor se pueden confundir dando un resultado totalmente incoherente y en el mallado se vuelve complicado la lectura. Si en un tramo está el mallado más fino que en el siguiente, tenemos una advertencia de “Temperatura limited” a causa de un mal mallado, por lo que se opta en hacer en una geometría completa obteniendo así un mallado total en todo el cuerpo para la simulación.
- Los resultados de esta investigación deben ser divulgados y conocidos en las áreas donde se realiza este tipo de trabajo.

REFERENCIAS

- [1] V. Gamapathy, *Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators*. New York: Marcel Dekker, Inc., 2003.
- [2] J. O. M. E. Karina Walquiria Ortega Gutiérrez, Y. M. O. Alvarado, K. V. L. Gutiérrez, E. A. P. Sandoval, L. L. P. Rueda, and M. del C. M. Nicaragua, “Aplicaciones De La Termodinámica,” Managua, 2015.
- [3] A. Bahadori, *Essentials of Oil and Gas Utilities*, First Edit. Gulf Professional Publishing, 2016.
- [4] A. Biglia, L. Comba, E. Fabrizio, P. Gay, and D. Ricauda Aimonino, “Steam batch thermal processes in unsteady state conditions: Modelling and application to a case study in the food industry,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 118, pp. 638–651, 2017.
- [5] L.-Z. Zhang, “Chapter 4 Heat and Mass Transfer in Air-to-Air Parallel-Plate Membrane Ducts,” in *Conjugate Heat and Mass Transfer in Heat Mass Exchanger Ducts*, Elsevier, 2013.
- [6] T. Frank, C. Lifante, H.-M. Prasser, and F. Menter, “Simulation of turbulent and thermal mixing in T-junctions using URANS and scale-resolving turbulence models in ANSYS CFX,” *Nucl. Eng. Des.*, vol. 240, no. 9, pp. 2313–2328, 2010.
- [7] A. Cardona, P. H. Kohan, R. D. Quinteros, and M. A. S. Eds, “Aplicaciones de fluido dinámica computacional en la industria del petróleo desarrolladas en la dirección de tecnología de YPF,” vol. XXXI, pp. 13–16, 2012.
- [8] ESSS, “Webinar: Análisis de Tuberías por Simulación Computacional con ANSYS.” [Online]. Available: http://library.esss.com.br/analisis_tuberias_simulacion. [Accessed: 26-May-2017].
- [9] M. A. Golato, F. J. F. Colombres, G. Aso, C. A. Correa, and D. Paz, “Metodología de cálculo de la eficiencia térmica de generadores de vapor,” *Society*, vol. 85, no. 2, pp. 17–31, 2008.
- [10] Leoneiro Cei, *La caldera de vapor*, 4ta ed. Barcelona.
- [11] o. H. Hugo bahr, *calderas maquinas de vapor*, tercera ed. Barcelona, 1969.
- [12] W. H. Severns, H. E. Degler, and J. C. Miles, *Energia mediante Vapor, Aire y Gas*. Barcelona, 1974.
- [13] m. A. B. Yanuz a. Cengel, *Termodinámica*, SEPTIMA. The McGraw-Hill Companies, Inc., 2012.
- [14] Miguel Rigola Lapeña, *Tratamiento de aguas industriales: Aguas de proceso y*

- Residuales. Barcelona: MARCOMBO, S.A., 1990.
- [15] Soto Cruz Juan Jose, Fundamentos sobre ahorro de energía. Merida, Yucatán: UADY, 1996.
 - [16] A. R. Fernando Nogués, Daniel García, *Energia de la biomasa*, Primera Ed. España: Prensas Univeristarias de Zaragoza, 2010.
 - [17] Spirax Sarco, Design of Fluid Systems, Twelfth Ed. Estados Unidos: Spirax Sarco, Inc., 2004.
 - [18] Wilson Chávez B.; Cecilia Paredes V.; José Pacheco, “Causa de Fallas en Calderas,” no. October 2003, ESPOLCiencia, Guayaquil, 2015.
 - [19] Rodriguez Chica Danilo Fabricio; Rubio sarmiento oswaldo alberto, “diseño del sistema de distribucion de vapor y seccion del caldero para el hospital san juan de dios,” universidad politecnica salesiana, 2014.
 - [20] efraín quiroz perez, “análisis del efecto de dispositivos venturi en la producción de gas en pozos con arrastre y acumulación de líquidos,” instituto tecnologico de celaya, 2011.
 - [21] W. L. Vargas, C. A. Riaño, and L. M. Pineda, “Ambientes Virtuales Para la enseñanza de la Mecánica de Fluidos : Algunos ejemplos simplificados aplicando ANSYS Virtual Enviroments for Teaching Fluid Mechanics : Some simplified examples using ANSYS,” *Cienc. e Ing. Neogranadina*, vol. 15, no. 15, pp. 94–112, 2005.
 - [22] C. R. G. Raciél D la torre Valdés, Lázaro R. García Parra, Daniel González, “Análisis de los parámetros de funcionamiento de una celda de combustible de óxido sólido regenrtiva,” pp. 228–238, 2016.
 - [23] Manuel N., “Guía para la Conservación de Vapor en el Drenado de Combinando la Energía y el Medio Ambiente.”
 - [24] V. Yépez and Á. Vargas, “Selección e Instalación de un Sistema de Vapor para una Fábrica de Sardinas.”
 - [25] E. Z. F. X. Carmilema tonato Rubén Alejandro, “rediseño de la red de vapor del área subcentral de esterilización y quirófanos del hospital carlos andrade,” universidad politécnica salesiana, 2014.
 - [26] d. A. T. V. Santiago xavier cabrera navarrete, “diseño de las lineas de vapor para elcalentamiento de los tanques de almacenamiento de combustible de la central termica miraflores,” Universidad Politécnica Salesiana sede Quito, 2012.
 - [27] r. Mott, *mecanica de fluidos*, vol. 24, no. 3. 2001.

- [28] crane, flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. Mexico: mcgraw-HILL.
- [29] V. Saturado and V. S. Vapor, “Sistema de distribucion de vapor.”
- [30] Y. A. C. Stefan-boltzmann, Transferencia de calor y masa, Tercera. Mexico.
- [31] “ANEXO E2 – Bases de cálculo de tuberías,” pp. 1–34.

ANEXOS

Anexo A



FICHA TÉCNICA 10 a 185 BHP

| MODELO GENERADOR | | | UNID. | E-10 | E-15 | E-20 | E-26 | E-40 | SE-40 | E-50 | SE-50 | E-60 | SE-60 | E-80 | SE-80 | E-100 | SE-100 | E-125 | SE-125 | E-185 | SE-185 | |
|--|--------------------------------------|--------------------|-----------------|------|------|------|------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|--------|----|
| POTENCIA NETA | CARGA MÁXIMA | kW | 98 | 147 | 196 | 255 | 392 | 392 | 490 | 490 | 589 | 589 | 785 | 785 | 981 | 981 | 1226 | 1226 | 1815 | 1815 | | |
| | REGULACIÓN | % | Quemador ON/OFF | | | | | 50 / 100 | 50 / 100 | 50 / 100 | 50 / 100 | 50 / 100 | 50 / 100 | 50 / 100 | 50 / 100 | 50 / 100 | 50 / 100 | 50 / 100 | 50 / 100 | 50 / 100 | | |
| ENTREGA MÁXIMA EQUIVALENTE VAPOR SATURADO (*) | | | kg/h | 157 | 235 | 313 | 407 | 626 | 626 | 783 | 783 | 939 | 939 | 1253 | 1253 | 1566 | 1566 | 1957 | 1957 | 2897 | 2897 | |
| PRESIÓN NOMINAL DE OPERACIÓN DISPONIBLE HASTA (**) | | | bar | 13 | 13 | 13 | 13 | 17 | 17 | 17 | 17 | 58 | 58 | 58 | 58 | 58 | 58 | 58 | 58 | 58 | 58 | |
| POTENCIA ELÉCTRICA DEL MOTOR (230/400/415/440 VAC - 50/60 Hz) | BOMBA DE AGUA | kW | 0,37 | 0,37 | 0,55 | 0,55 | 2,4 | 2,4 | 2,4 | 2,4 | 4 | 4 | 2,4 | 2,4 | 2,4 | 2,4 | 4,2 | 4,2 | 5,5 | 5,5 | | |
| | VENTILADOR | kW | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | | | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 11 | 11 | | |
| RENDIMIENTO DE COMBUSTIÓN (***) | TIPO COMBUSTIBLE: G(Gas) / O(Gasoil) | | G | O | G | O | G | G | O | G | O | G | O | G | O | G | O | G | O | G | O | |
| | POSICIÓN 100% | % | 94 | 93 | 91 | 92 | 92 | 90 | 91 | 92 | 94 | 95 | 88 | 93 | 91 | 91 | 94 | 94 | 92 | 93 | 95 | 96 |
| | POSICIÓN 50% | % | Quemador ON/OFF | | | | | 94 | 95 | 96 | 96 | 93 | 95 | 94 | 93 | 95 | 95 | 95 | 97 | 97 | 95 | 95 |
| CONSUMO A CARGA MÁXIMA | GAS - PCI = 37000 kJ/Nm ³ | Nm ³ /h | 10,2 | 15,7 | 20,7 | 27,6 | 42,0 | 40,6 | 54,2 | 51,3 | 62,9 | 60,9 | 83,0 | 80,4 | 103,7 | 100,5 | 131,1 | 126,9 | 196,2 | 187,8 | | |
| | GASOIL - PCI = 42700 kJ/kg | kg/h | 8,9 | 13,5 | 18,0 | | 36,0 | 34,8 | | 54,5 | 52,8 | 71,1 | 68,9 | 88,9 | 86,1 | 112,4 | 108,8 | 168,1 | 162,8 | | | |
| CONTENIDO EN AGUA (sistema agua/vapor generador) | LLENO | L | 24 | 24 | 50 | 50 | 65 | 76,5 | 65 | 76,5 | 104 | 130 | 192 | 235 | 192 | 235 | 192 | 235 | 296 | 367 | | |
| | EN FUNCIONAMIENTO | L | 9,1 | 9,1 | 14 | 13 | 20 | 30,4 | 20 | 30,4 | 25 | 33 | 47 | 61 | 47 | 61 | 47 | 61 | 84 | 108 | | |
| SUPERFICIE DE CALENTAMIENTO | | | m ² | 4,5 | 4,5 | 5,1 | 5,1 | 7,8 | 11 | 7,8 | 11 | 10,7 | 15,8 | 19,1 | 27,5 | 19,1 | 27,5 | 19,1 | 27,5 | 25,1 | 37,1 | |
| PRESIÓN DE GAS REQUERIDA EN ENTRADA (****) | | | mbar | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | |
| DIMENSIONES GENERALES DEL GENERADOR (aprox.) | LARGO | gas natural | mm | 1325 | 1325 | 1325 | 1325 | 1520 | 1520 | 1920 | 1920 | 2030 | 2030 | 2030 | 2030 | 2030 | 2030 | 2030 | 2030 | 2185 | 2185 | |
| | | gasoil | mm | | | | | 1325 | 1325 | | | 1710 | 1710 | 1755 | 1755 | 1755 | 1755 | 1755 | 1885 | 1885 | | |
| | ANCHO | gas natural | mm | 960 | 960 | 1045 | 1045 | 945 | 945 | 945 | 945 | 1290 | 1290 | 1300 | 1300 | 1300 | 1300 | 1300 | 1300 | 1415 | 1415 | |
| | | gasoil | mm | 835 | 835 | 925 | | 945 | 945 | 945 | 945 | 1290 | 1290 | 1300 | 1300 | 1300 | 1300 | 1300 | 1300 | 1415 | 1415 | |
| | ALTO | gas - gasoil | mm | 1470 | 1470 | 1890 | 1890 | 2150 | 2465 | 2150 | 2450 | 2320 | 2320 | 2405 | 2700 | 2405 | 2700 | 2405 | 2700 | 2515 | 2835 | |
| | PESO (vacío) | gas natural | kg | 390 | 390 | 450 | 450 | 660 | 790 | 660 | 790 | 1250 | 1320 | 1725 | 1980 | 1725 | 1980 | 1725 | 1980 | 2000 | 2315 | |
| | | gasoil | kg | | | | | 660 | 790 | 660 | 790 | 1215 | 1285 | 1725 | 1980 | 1725 | 1980 | 1725 | 1980 | 1910 | 2225 | |
| DIMENSIONES GENERALES DE LA BOMBA (aprox.) | LARGO | mm | 500 | 500 | 515 | 515 | 930 | 930 | 930 | 930 | 1345 | 1345 | 1345 | 1345 | 1345 | 1345 | 1345 | 1345 | 1345 | 1350 | 1350 | |
| | ANCHO | mm | 375 | 375 | 465 | 465 | 630 | 630 | 630 | 630 | 677 | 677 | 677 | 677 | 677 | 677 | 677 | 677 | 677 | 820 | 820 | |
| | ALTO | mm | 650 | 650 | 650 | 650 | 1065 | 1065 | 1065 | 1065 | 1025 | 1025 | 1025 | 1025 | 1025 | 1025 | 1025 | 1025 | 1025 | 1155 | 1155 | |
| | PESO | kg | 40 | 40 | 40 | 40 | 180 | 180 | 180 | 180 | 325 | 325 | 325 | 325 | 325 | 325 | 325 | 325 | 325 | 400 | 400 | |
| CONEXIÓN CHIMENEA (diámetro externo) | | | mm | 202 | 202 | 202 | 202 | 305 | 305 | 305 | 305 | 381 | 381 | 457 | 457 | 457 | 457 | 457 | 457 | 559 | 559 | |

NOTAS

(*) A 1 bar (absoluto) con temperatura del agua de alimentación de 100 °C.

(**) Disponible como estándar. Presiones superiores disponibles bajo demanda.

(***) Basado en temperatura del agua de alimentación de 60 °C.

(****) Valor constante ajustado por el usuario, basado en consumo máximo de gas y PCI indicado.

LA POLÍTICA DE CLAYTON SIENDO DE MEJORA CONTÍNUA, LOS DATOS INDICADOS ESTÁN SUJETOS A CAMBIOS SIN PREVIO AVISO.

Anexo A1



Cert. No. LRQ 0963008

ISO 9001

spirax/sarco

TI-P132-09

ST Issue 6

Válvulas de interrupción de fuelle A3S y A3SS

Descripción

Válvula de interrupción con fuelle y conexiones roscadas o preparadas para soldar, para usar en sistemas de vapor, condensado y líquidos.

Normativas

Este producto cumple con los requisitos de la Directiva Europea de Equipos a Presión 97/23 / EC (PED).
Fatiga del fuelle según ISO 15761 para válvulas de globo.

Fuga del asiento

Pérdida entre disco/asiento según API 598 y DIN 3230 tasa de pérdida B01.

Certificados

Dispone de certificado EN 10204 3.1.B.

Nota: Los certificados/requerimientos de inspección deben solicitarse con el pedido.

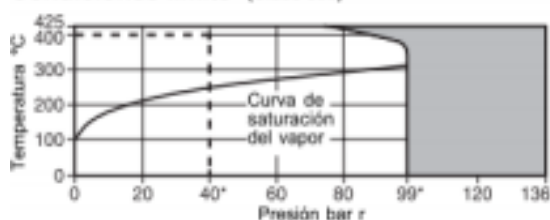
Tamaños y conexiones

1/2", 3/4", 1", 1 1/2", 1 3/4" y 2"

Roscadas BSP (BS 21 Paralela), NPT

Preparadas para soldar SW BS 3799/ANSI B16.11

Condiciones límite (Clase 800)



La válvula no puede trabajar en esta zona.

Limitaciones de trabajo según ISO 15761.

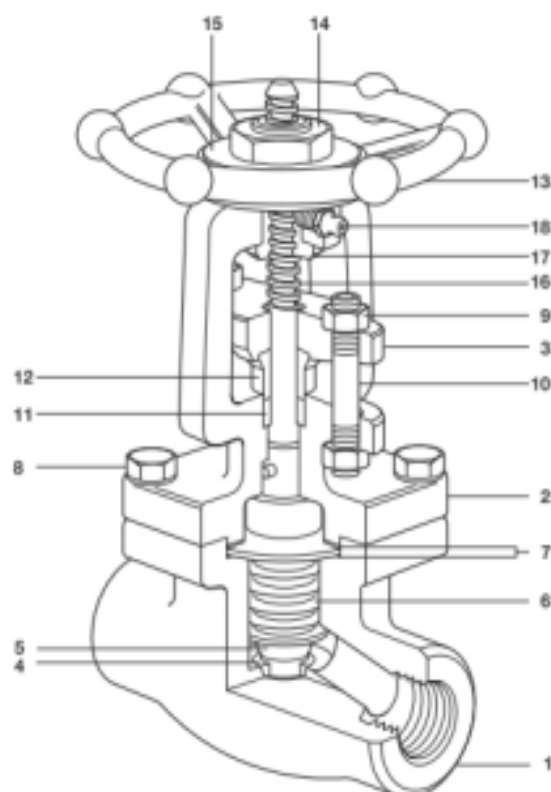
Materiales

| Condiciones de diseño del cuerpo | | Clase 800 |
|----------------------------------|---|------------------|
| PMA | Presión máxima admisible | 136 bar r |
| TMA | Temperatura máxima admisible | 425°C |
| Temperatura mínima admisible | | -29°C |
| PMO | Presión máxima de trabajo | 99 bar r a 360°C |
| | Presión máxima de trabajo para alargar vida de fuelle | 40 bar r a 400°C |
| | Temperatura máxima de trabajo | 425°C |
| TMO | Temperatura máxima de trabajo para alargar vida de fuelle | 400°C a 40 bar r |
| | Prueba hidráulica (sin fuelle): | 212 bar r |

Valores K_V

| Tamaño | 1/2" | 3/4" | 1" | 1 1/2" | 1 3/4" | 2" |
|--------|------|------|-----|--------|--------|------|
| K_V | 1,3 | 3,2 | 5,8 | 9,0 | 17,0 | 19,2 |

Para conversión: C_V (UK) = $K_V \times 0,963$ C_V (US) = $K_V \times 1,156$



| No. Parte | Material | |
|-----------|------------------|--|
| 1 | Cuerpo | Acero forjado ASTM A105 |
| 2 | Cabezal | Acero forjado ASTM A105 |
| 3 | Brida prensaes. | Acero forjado ASTM A105 |
| 4 | Asiento integral | Estelitado Gr. 6 |
| 5 | Disco | A3S Acero inoxidable ASTM A276 Tipo 410 |
| | | A3SS Acero inoxidable ASTM A276 Tipo 410 + estelita Gr. 6 |
| 6 | Fuelle | Acero inoxidable ASTM A479 Tipo 321 |
| 7 | Juntas | Spirometálica de acero inoxidable y grafito / Grafito laminado con refuerzo de acero inox. |
| 8 | Tomillos cuerpo | Acero ASTM A276 B7 |
| 9 | Tuercas prensa | Acero ASTM A194 2H |
| 10 | Espárag. pren. | Acero inoxidable AISI 410 |
| 11 | Empaquetadura | Grafito |
| 12 | Prensaestopas | Acero inoxidable ASTM A276 Tipo 410 |
| 13 | Volante | Acero |
| 14 | Tuerca volante | Acero |
| 15 | Placa | Acero inoxidable |
| 16 | Vástago | Acero inoxidable ASTM A276 Tipo 410 |
| 17 | Tuerca | Acero inoxidable ASTM A582 Tipo 410 |
| 19 | Engrasador | Acero al carbono |

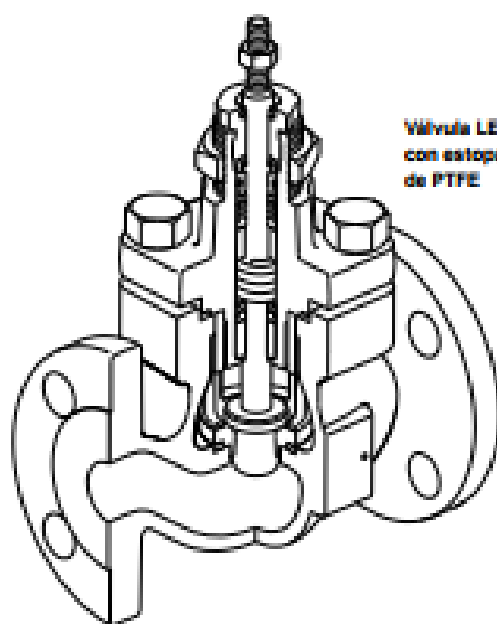


TI-S24-70
CH Issue 5

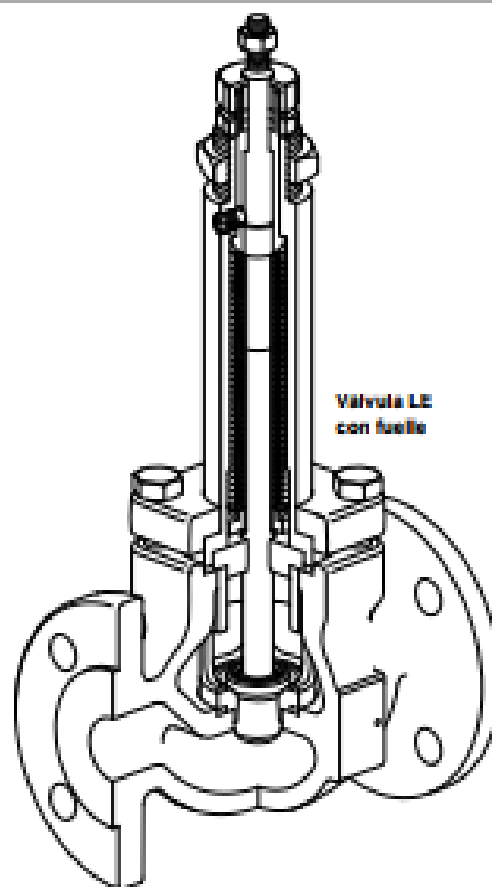
Válvulas de control de dos vías Spira-trol™ Serie LE, LF y LL DN15 a DN100 estándar EN y Serie LEA, LFA y LLA ½" a 4" estándar ASME

Descripción

La gama de válvulas Spira-trol™ consiste en válvulas de globo dos vías con asiento pintado por jaula de acuerdo con la especificación EN y ASME. Están disponibles con el cuerpo en los materiales y tamaños desde DN15 a DN100 (½" a 4"). Usadas con un actuador lineal neumático o eléctrico proporcionan un control modulante o totalizado.



Válvula LE
con estopada
de PTFE



Válvula LE
con fuelle

Tamaños y conexiones

| Material cuerpo- Conexiones | | Tipo | Gama de tamaños | |
|-----------------------------|--------------|--|-----------------|--|
| Hierro | Rosca | BSP | LE31 | DN15, DN20, DN25, DN32, DN40, DN50 |
| | | NPT | LEA31 | ½", ¾", 1", 1½", 1½" y 2" |
| | Bridas | EN 1062 PNB, JIS 10KCS 10 | LE33 | DN15, DN20, DN25, DN32, DN40, DN50, DN65, DN80 y DN100 |
| | | ASME 125 | LEA33 | 1", 1½", 2", 2½", 3" y 4" |
| | | JIS 10KCS 10 | | ½", ¾", 1", 1½", 1½", 2", 2½", 3" y 4" |
| | | | | |
| Acero al carbono | Bridas | EN 1062 PNB, JIS 10KCS 10 | LE43 | DN15, DN20, DN25, DN32, DN40, DN50, DN65, DN80 y DN100 |
| | | ASME 150 | LEA43 | ½", ¾", 1", 1½", 2", 2½", 3" y 4" |
| | JIS 10KCS 10 | ½", ¾", 1", 1½", 1½", 2", 2½", 3" y 4" | | |
| | | | | |
| Acero inoxidable | Bridas | EN 1062 PNB, JIS 10KCS 10 | LE63 | DN15, DN20, DN25, DN32, DN40, DN50, DN65, DN80 y DN100 |
| | | ASME 150 | LEA63 | ½", ¾", 1", 1½", 2", 2½", 3" y 4" |
| | | JIS 10KCS 10 | | ½", ¾", 1", 1½", 1½", 2", 2½", 3" y 4" |

Anexo A3



spirax/sarco

TI-P137-03
ST Issue 4

Válvula de interrupción con fuelle BSA1

Descripción

Válvula de interrupción con fuelle con bridas PN16 para usar en sistemas de vapor, gas, líquidos, condensado y agua.

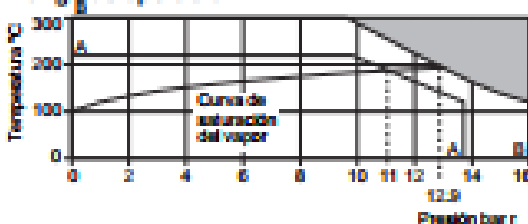
Tamaños y conexiones

DN15, 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150, 200
Bridas ISO520/ANSI 7005 y DIN PN16 y JIS B 2210 / KS B 1511 16K
Distancia entre caras - DIN 3202 F1

Condiciones límite

| | | |
|----------------------------------|----------|-------------|
| Condiciones de diseño del cuerpo | PN16 | JIS / KS 16 |
| Temperatura máxima de diseño | 300°C | 220°C |
| Prueba hidráulica | 24 bar r | 20 barg |

Rango de operación



La válvula no puede trabajar en esta zona.

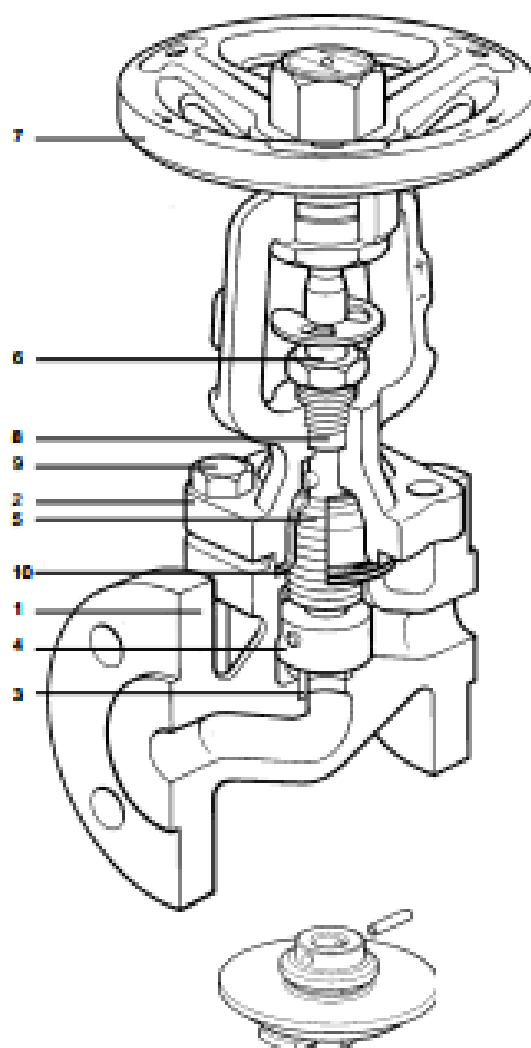
A - A Bridas JIS / KS 16
B - B Bridas PN16

Materiales

| No. | Parte | Materiales |
|-----|---------------|--|
| 1 | Cuerpo | Hierro fundido DIN 1691 GG25 |
| 2 | Cabecita | Fundición nodular DIN 1693 GG2403 |
| 3 | Asiento | Acero inoxidable AISI 420 |
| 4 | Disco | Acero inoxidable DIN 17440 X30 CH3 |
| 5 | Fuelle | Acero inoxidable DIN 17440 X30 Cr Ni Ti 1810 |
| 6 | Vástago | Acero inoxidable AISI 420 |
| 7 | Volante | BS 1440 CR4 |
| 8 | Empaquetadura | Gráfico |
| 9 | Tornillos | Acero DIN 9341 Cr 5.8 |
| 10 | Junta | Espirométrica con cuerpo/cabecita gráfico |

Pérdida del asiento

Pérdida entre disco y asiento según DIN 3230 tasa de pérdida BD1 & ISO 5208 Tasa A.



Conjunto disco equilibrado. Opcional
Usar por encima de 10 bar AP DN200

Valores K_v

| DN15 | DN20 | DN25 | DN32 | DN40 | DN50 | DN65 | DN80 | DN100 | DN125 | DN150 | DN200 |
|------|------|------|------|------|------|------|------|-------|-------|-------|-------|
| 4 | 7 | 12 | 16 | 20 | 27 | 37 | 50 | 77 | 120 | 193 | 325 |

Para conversión C_v (UK) = $K_v \times 0,97$

C_v (US) = $K_v \times 1,17$

Anexo A4

Válvulas reductoras de presión autooperadas

Una gama completa de válvulas reductoras de presión autooperadas para uso con vapor y una amplia gama de líquidos y gases inertes.

Especificación de la válvula

| | |
|----------------------------------|--|
| Tamaños | Ebridades DN15 a DN150 Roscas: 1/2" a 2" |
| Tipos | 2 vías globo |
| Conexiones | Roscas BSP y NPT Ebridades PN16, PN25 y PN40 |
| Material del cuerpo | Bronce Fundición nodular Acero al carbono Acero inoxidable |
| Temperatura máxima | 350°C (662°F) |
| Condiciones de diseño del cuerpo | PN40 |
| Rango de presión de control | 0,1 bar a 25 bar (1,45 psi a 343 psi) |
| Opciones | Control de temperatura y presión Accionamiento por electroválvula Asiento blando para cierre hermético |

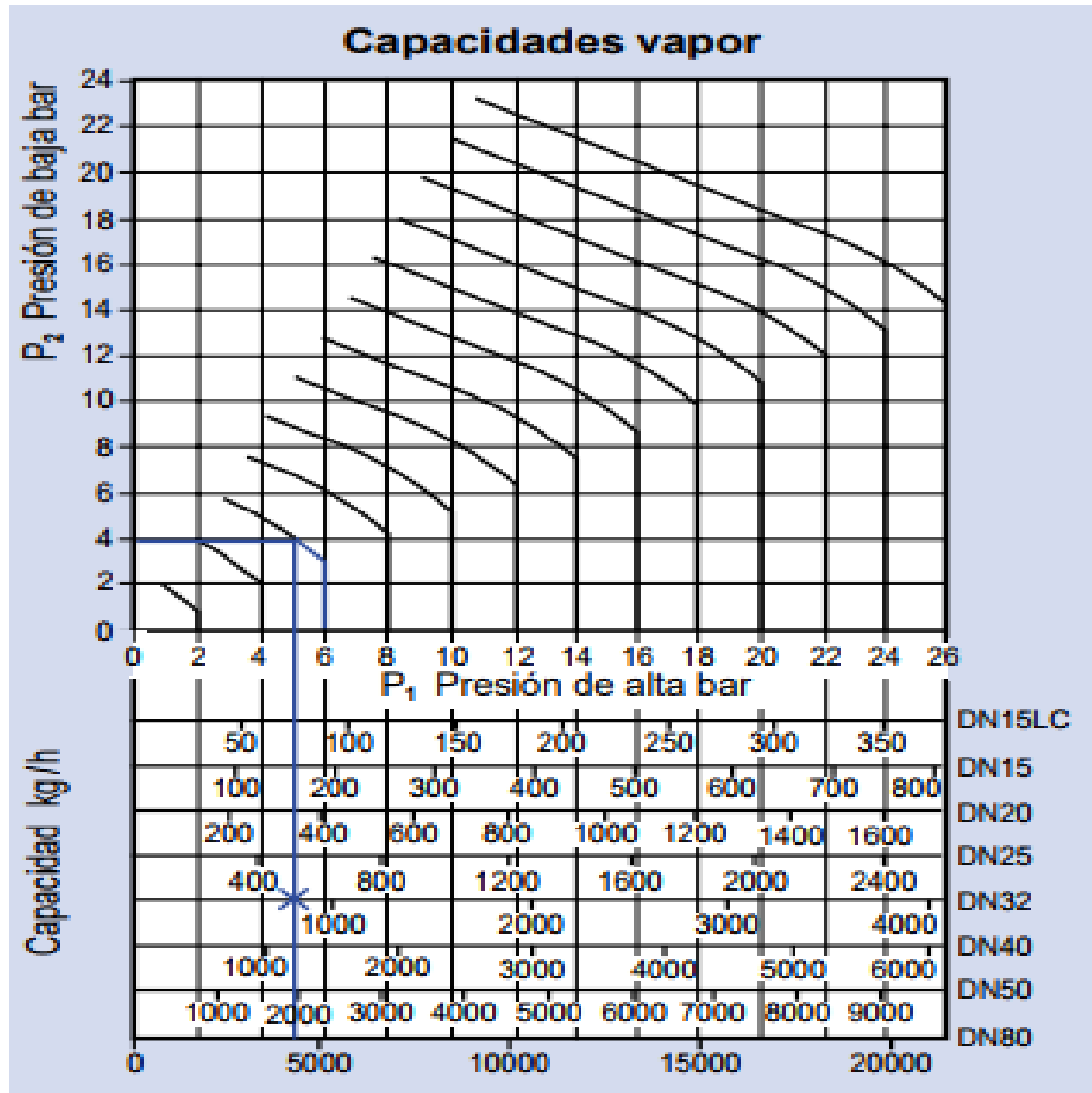


Características

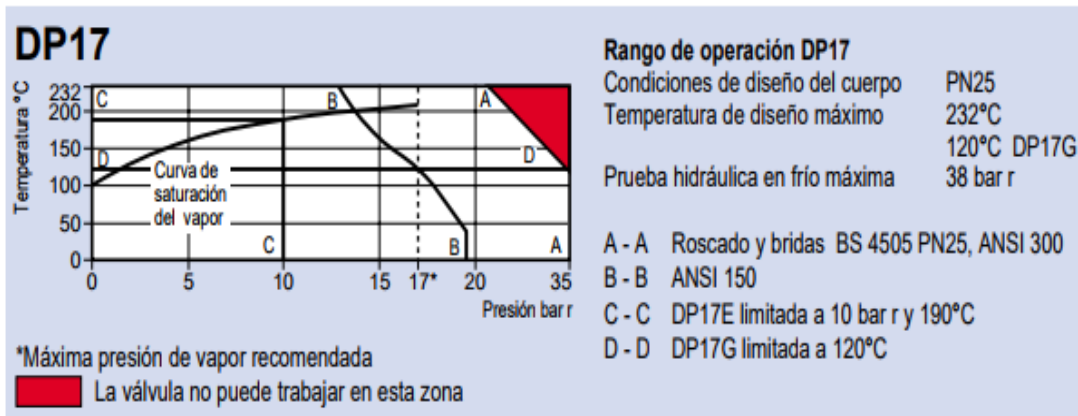
- Control proporcional con alta rangeabilidad.
- Control preciso y constante bajo condiciones variables de carga.
- Control de presión y contrapresión, por separado o en combinación.
- Gran variedad de tamaños, materiales y conexiones para adecuarse a las necesidades de una amplia gama de aplicaciones.
- Fácil y simple de instalar y poner en marcha.
- Con el soporte de ingenieros experimentados en el diseño de aplicaciones.

Para más información técnica, usar la Búsqueda de nuestro sitio web usando la palabra clave "REDUCTORAS"

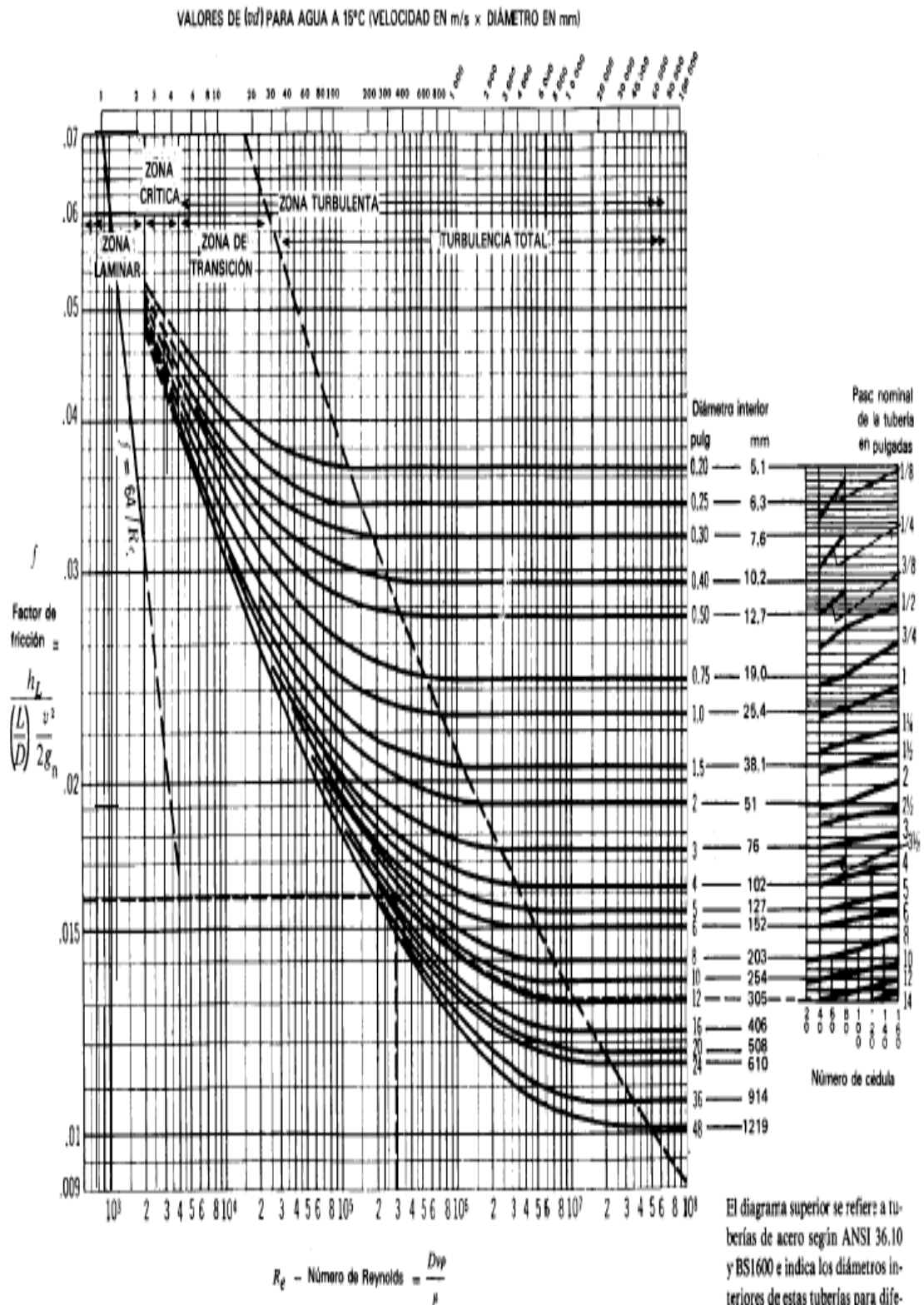
Anexo B



Especificaciones técnicas



Anexo B.1



Problema: Determinese el factor de fricción para una tubería de 12 pulgadas, Cédula 40, para un flujo con Número de Reynolds = 300 000.

Solución: El factor de fricción (f) es igual a 0.016.

Adaptación de datos extraídos de la referencia 18 de la Bibliografía.

Anexo C

TABLA A-15

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

| Temp., $T, ^\circ\text{C}$ | Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$ | Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$ | Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$ | Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$ | Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$ | Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$ | Número de Prandtl, Pr |
|-------------------------------|------------------------------------|---|---|--|--|---|-----------------------------|
| -150 | 2.866 | 983 | 0.01171 | 4.158×10^{-6} | 8.636×10^{-6} | 3.013×10^{-6} | 0.7246 |
| -100 | 2.038 | 966 | 0.01582 | 8.036×10^{-6} | 1.189×10^{-5} | 5.837×10^{-6} | 0.7263 |
| -50 | 1.582 | 999 | 0.01979 | 1.252×10^{-5} | 1.474×10^{-5} | 9.319×10^{-6} | 0.7440 |
| -40 | 1.514 | 1 002 | 0.02057 | 1.356×10^{-5} | 1.527×10^{-5} | 1.008×10^{-5} | 0.7436 |
| -30 | 1.451 | 1 004 | 0.02134 | 1.465×10^{-5} | 1.579×10^{-5} | 1.087×10^{-5} | 0.7425 |
| -20 | 1.394 | 1 005 | 0.02211 | 1.578×10^{-5} | 1.630×10^{-5} | 1.169×10^{-5} | 0.7408 |
| -10 | 1.341 | 1 006 | 0.02288 | 1.696×10^{-5} | 1.680×10^{-5} | 1.252×10^{-5} | 0.7387 |
| 0 | 1.292 | 1 006 | 0.02364 | 1.818×10^{-5} | 1.729×10^{-5} | 1.338×10^{-5} | 0.7362 |
| 5 | 1.269 | 1 006 | 0.02401 | 1.880×10^{-5} | 1.754×10^{-5} | 1.382×10^{-5} | 0.7350 |
| 10 | 1.246 | 1 006 | 0.02439 | 1.944×10^{-5} | 1.778×10^{-5} | 1.426×10^{-5} | 0.7336 |
| 15 | 1.225 | 1 007 | 0.02476 | 2.009×10^{-5} | 1.802×10^{-5} | 1.470×10^{-5} | 0.7323 |
| 20 | 1.204 | 1 007 | 0.02514 | 2.074×10^{-5} | 1.825×10^{-5} | 1.516×10^{-5} | 0.7309 |
| 25 | 1.184 | 1 007 | 0.02551 | 2.141×10^{-5} | 1.849×10^{-5} | 1.562×10^{-5} | 0.7296 |
| 30 | 1.164 | 1 007 | 0.02588 | 2.208×10^{-5} | 1.872×10^{-5} | 1.608×10^{-5} | 0.7282 |
| 35 | 1.145 | 1 007 | 0.02625 | 2.277×10^{-5} | 1.895×10^{-5} | 1.655×10^{-5} | 0.7268 |
| 40 | 1.127 | 1 007 | 0.02662 | 2.346×10^{-5} | 1.918×10^{-5} | 1.702×10^{-5} | 0.7255 |
| 45 | 1.109 | 1 007 | 0.02699 | 2.416×10^{-5} | 1.941×10^{-5} | 1.750×10^{-5} | 0.7241 |
| 50 | 1.092 | 1 007 | 0.02735 | 2.487×10^{-5} | 1.963×10^{-5} | 1.798×10^{-5} | 0.7228 |
| 60 | 1.059 | 1 007 | 0.02808 | 2.632×10^{-5} | 2.008×10^{-5} | 1.896×10^{-5} | 0.7202 |
| 70 | 1.028 | 1 007 | 0.02881 | 2.780×10^{-5} | 2.052×10^{-5} | 1.995×10^{-5} | 0.7177 |
| 80 | 0.9994 | 1 008 | 0.02953 | 2.931×10^{-5} | 2.096×10^{-5} | 2.097×10^{-5} | 0.7154 |
| 90 | 0.9718 | 1 008 | 0.03024 | 3.086×10^{-5} | 2.139×10^{-5} | 2.201×10^{-5} | 0.7132 |
| 100 | 0.9458 | 1 009 | 0.03095 | 3.243×10^{-5} | 2.181×10^{-5} | 2.306×10^{-5} | 0.7111 |
| 120 | 0.8977 | 1 011 | 0.03235 | 3.565×10^{-5} | 2.264×10^{-5} | 2.522×10^{-5} | 0.7073 |
| 140 | 0.8542 | 1 013 | 0.03374 | 3.898×10^{-5} | 2.345×10^{-5} | 2.745×10^{-5} | 0.7041 |
| 160 | 0.8148 | 1 016 | 0.03511 | 4.241×10^{-5} | 2.420×10^{-5} | 2.975×10^{-5} | 0.7014 |
| 180 | 0.7788 | 1 019 | 0.03646 | 4.593×10^{-5} | 2.504×10^{-5} | 3.212×10^{-5} | 0.6992 |
| 200 | 0.7459 | 1 023 | 0.03779 | 4.954×10^{-5} | 2.577×10^{-5} | 3.455×10^{-5} | 0.6974 |
| 250 | 0.6746 | 1 033 | 0.04104 | 5.890×10^{-5} | 2.760×10^{-5} | 4.091×10^{-5} | 0.6946 |
| 300 | 0.6158 | 1 044 | 0.04418 | 6.871×10^{-5} | 2.934×10^{-5} | 4.765×10^{-5} | 0.6935 |
| 350 | 0.5664 | 1 056 | 0.04721 | 7.892×10^{-5} | 3.101×10^{-5} | 5.475×10^{-5} | 0.6937 |
| 400 | 0.5243 | 1 069 | 0.05015 | 8.951×10^{-5} | 3.261×10^{-5} | 6.219×10^{-5} | 0.6948 |
| 450 | 0.4880 | 1 081 | 0.05298 | 1.004×10^{-4} | 3.415×10^{-5} | 6.997×10^{-5} | 0.6965 |
| 500 | 0.4565 | 1 093 | 0.05572 | 1.117×10^{-4} | 3.563×10^{-5} | 7.806×10^{-5} | 0.6986 |
| 600 | 0.4042 | 1 115 | 0.06093 | 1.352×10^{-4} | 3.846×10^{-5} | 9.515×10^{-5} | 0.7037 |
| 700 | 0.3627 | 1 135 | 0.06581 | 1.598×10^{-4} | 4.111×10^{-5} | 1.133×10^{-4} | 0.7092 |
| 800 | 0.3289 | 1 153 | 0.07037 | 1.855×10^{-4} | 4.362×10^{-5} | 1.326×10^{-4} | 0.7149 |
| 900 | 0.3008 | 1 169 | 0.07465 | 2.122×10^{-4} | 4.600×10^{-5} | 1.529×10^{-4} | 0.7206 |
| 1 000 | 0.2772 | 1 184 | 0.07868 | 2.398×10^{-4} | 4.826×10^{-5} | 1.741×10^{-4} | 0.7260 |
| 1 500 | 0.1990 | 1 234 | 0.09599 | 3.908×10^{-4} | 5.817×10^{-5} | 2.922×10^{-4} | 0.7478 |
| 2 000 | 0.1553 | 1 264 | 0.11113 | 5.664×10^{-4} | 6.630×10^{-5} | 4.270×10^{-4} | 0.7539 |

Nota: Para los gases ideales, las propiedades c_p , k , μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν y α a una presión P (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de ρ , a la temperatura dada, por P y al dividir ν y α entre P .

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables,

TABLA A-9

Propiedades del agua saturada

| Temp., T °C | Presión de saturación, P _{sat} , kPa | Densidad, ρ kg/m ³ | | Entalpia de vaporización, h _{fg} , kJ/kg | Calor específico, c _p , J/kg · K | | Conductividad térmica, k W/m · K | | Viscosidad dinámica, μ kg/m · s | | Número de Prandtl, Pr | | Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K |
|----------------|---|----------------------------------|--------|--|---|--------|--|--------|------------------------------------|--------------------------|--------------------------|-------|--|
| | | Líquido | Vapor | | Líquido | Vapor | Líquido | Vapor | Líquido | Vapor | Líquido | Vapor | |
| 0.01 | 0.6113 | 999.8 | 0.0048 | 2 501 | 4 217 | 1 854 | 0.561 | 0.0171 | 1.792 × 10 ⁻³ | 0.922 × 10 ⁻⁵ | 13.5 | 1.00 | -0.068 × 10 ⁻³ |
| 5 | 0.8721 | 999.9 | 0.0068 | 2 490 | 4 205 | 1 857 | 0.571 | 0.0173 | 1.519 × 10 ⁻³ | 0.934 × 10 ⁻⁵ | 11.2 | 1.00 | 0.015 × 10 ⁻³ |
| 10 | 1.2276 | 999.7 | 0.0094 | 2 478 | 4 194 | 1 862 | 0.580 | 0.0176 | 1.307 × 10 ⁻³ | 0.946 × 10 ⁻⁵ | 9.45 | 1.00 | 0.733 × 10 ⁻³ |
| 15 | 1.7051 | 999.1 | 0.0128 | 2 466 | 4 186 | 1 863 | 0.589 | 0.0179 | 1.138 × 10 ⁻³ | 0.959 × 10 ⁻⁵ | 8.09 | 1.00 | 0.138 × 10 ⁻³ |
| 20 | 2.339 | 998.0 | 0.0173 | 2 454 | 4 182 | 1 867 | 0.598 | 0.0182 | 1.002 × 10 ⁻³ | 0.973 × 10 ⁻⁵ | 7.01 | 1.00 | 0.195 × 10 ⁻³ |
| 25 | 3.169 | 997.0 | 0.0231 | 2 442 | 4 180 | 1 870 | 0.607 | 0.0186 | 0.891 × 10 ⁻³ | 0.987 × 10 ⁻⁵ | 6.14 | 1.00 | 0.247 × 10 ⁻³ |
| 30 | 4.246 | 996.0 | 0.0304 | 2 431 | 4 178 | 1 875 | 0.615 | 0.0189 | 0.798 × 10 ⁻³ | 1.001 × 10 ⁻⁵ | 5.42 | 1.00 | 0.294 × 10 ⁻³ |
| 35 | 5.628 | 994.0 | 0.0397 | 2 419 | 4 178 | 1 880 | 0.623 | 0.0192 | 0.720 × 10 ⁻³ | 1.016 × 10 ⁻⁵ | 4.83 | 1.00 | 0.337 × 10 ⁻³ |
| 40 | 7.384 | 992.1 | 0.0512 | 2 407 | 4 179 | 1 885 | 0.631 | 0.0196 | 0.653 × 10 ⁻³ | 1.031 × 10 ⁻⁵ | 4.32 | 1.00 | 0.377 × 10 ⁻³ |
| 45 | 9.593 | 990.1 | 0.0655 | 2 395 | 4 180 | 1 892 | 0.637 | 0.0200 | 0.596 × 10 ⁻³ | 1.046 × 10 ⁻⁵ | 3.91 | 1.00 | 0.415 × 10 ⁻³ |
| 50 | 12.35 | 988.1 | 0.0831 | 2 383 | 4 181 | 1 900 | 0.644 | 0.0204 | 0.547 × 10 ⁻³ | 1.062 × 10 ⁻⁵ | 3.55 | 1.00 | 0.451 × 10 ⁻³ |
| 55 | 15.76 | 985.2 | 0.1045 | 2 371 | 4 183 | 1 908 | 0.649 | 0.0208 | 0.504 × 10 ⁻³ | 1.077 × 10 ⁻⁵ | 3.25 | 1.00 | 0.484 × 10 ⁻³ |
| 60 | 19.94 | 983.3 | 0.1304 | 2 359 | 4 185 | 1 916 | 0.654 | 0.0212 | 0.467 × 10 ⁻³ | 1.093 × 10 ⁻⁵ | 2.99 | 1.00 | 0.517 × 10 ⁻³ |
| 65 | 25.03 | 980.4 | 0.1614 | 2 346 | 4 187 | 1 926 | 0.659 | 0.0216 | 0.433 × 10 ⁻³ | 1.110 × 10 ⁻⁵ | 2.75 | 1.00 | 0.548 × 10 ⁻³ |
| 70 | 31.19 | 977.5 | 0.1983 | 2 334 | 4 190 | 1 936 | 0.663 | 0.0221 | 0.404 × 10 ⁻³ | 1.126 × 10 ⁻⁵ | 2.55 | 1.00 | 0.578 × 10 ⁻³ |
| 75 | 38.58 | 974.7 | 0.2421 | 2 321 | 4 193 | 1 948 | 0.667 | 0.0225 | 0.378 × 10 ⁻³ | 1.142 × 10 ⁻⁵ | 2.38 | 1.00 | 0.607 × 10 ⁻³ |
| 80 | 47.39 | 971.8 | 0.2935 | 2 309 | 4 197 | 1 962 | 0.670 | 0.0230 | 0.355 × 10 ⁻³ | 1.159 × 10 ⁻⁵ | 2.22 | 1.00 | 0.653 × 10 ⁻³ |
| 85 | 57.83 | 968.1 | 0.3536 | 2 296 | 4 201 | 1 977 | 0.673 | 0.0235 | 0.333 × 10 ⁻³ | 1.176 × 10 ⁻⁵ | 2.08 | 1.00 | 0.670 × 10 ⁻³ |
| 90 | 70.14 | 965.3 | 0.4235 | 2 283 | 4 206 | 1 993 | 0.675 | 0.0240 | 0.315 × 10 ⁻³ | 1.193 × 10 ⁻⁵ | 1.96 | 1.00 | 0.702 × 10 ⁻³ |
| 95 | 84.55 | 961.5 | 0.5045 | 2 270 | 4 212 | 2 010 | 0.677 | 0.0246 | 0.297 × 10 ⁻³ | 1.210 × 10 ⁻⁵ | 1.85 | 1.00 | 0.716 × 10 ⁻³ |
| 100 | 101.33 | 957.9 | 0.5978 | 2 257 | 4 217 | 2 029 | 0.679 | 0.0251 | 0.282 × 10 ⁻³ | 1.227 × 10 ⁻⁵ | 1.75 | 1.00 | 0.750 × 10 ⁻³ |
| 110 | 143.27 | 950.6 | 0.8263 | 2 230 | 4 229 | 2 071 | 0.682 | 0.0262 | 0.255 × 10 ⁻³ | 1.261 × 10 ⁻⁵ | 1.58 | 1.00 | 0.798 × 10 ⁻³ |
| 120 | 198.53 | 943.4 | 1.121 | 2 203 | 4 244 | 2 120 | 0.683 | 0.0275 | 0.232 × 10 ⁻³ | 1.296 × 10 ⁻⁵ | 1.44 | 1.00 | 0.858 × 10 ⁻³ |
| 130 | 270.1 | 934.6 | 1.496 | 2 174 | 4 263 | 2 177 | 0.684 | 0.0288 | 0.213 × 10 ⁻³ | 1.330 × 10 ⁻⁵ | 1.33 | 1.01 | 0.913 × 10 ⁻³ |
| 140 | 361.3 | 921.7 | 1.965 | 2 145 | 4 286 | 2 244 | 0.683 | 0.0301 | 0.197 × 10 ⁻³ | 1.365 × 10 ⁻⁵ | 1.24 | 1.02 | 0.970 × 10 ⁻³ |
| 150 | 475.8 | 916.6 | 2.546 | 2 114 | 4 311 | 2 314 | 0.682 | 0.0316 | 0.183 × 10 ⁻³ | 1.399 × 10 ⁻⁵ | 1.16 | 1.02 | 1.025 × 10 ⁻³ |
| 160 | 617.8 | 907.4 | 3.256 | 2 083 | 4 340 | 2 420 | 0.680 | 0.0331 | 0.170 × 10 ⁻³ | 1.434 × 10 ⁻⁵ | 1.09 | 1.05 | 1.145 × 10 ⁻³ |
| 170 | 791.7 | 897.7 | 4.119 | 2 050 | 4 370 | 2 490 | 0.677 | 0.0347 | 0.160 × 10 ⁻³ | 1.468 × 10 ⁻⁵ | 1.03 | 1.05 | 1.178 × 10 ⁻³ |
| 180 | 1 002.1 | 887.3 | 5.153 | 2 015 | 4 410 | 2 590 | 0.673 | 0.0364 | 0.150 × 10 ⁻³ | 1.502 × 10 ⁻⁵ | 0.983 | 1.07 | 1.210 × 10 ⁻³ |
| 190 | 1 254.4 | 876.4 | 6.388 | 1 979 | 4 460 | 2 710 | 0.669 | 0.0382 | 0.142 × 10 ⁻³ | 1.537 × 10 ⁻⁵ | 0.947 | 1.09 | 1.280 × 10 ⁻³ |
| 200 | 1 553.8 | 864.3 | 7.852 | 1 941 | 4 500 | 2 840 | 0.663 | 0.0401 | 0.134 × 10 ⁻³ | 1.571 × 10 ⁻⁵ | 0.910 | 1.11 | 1.350 × 10 ⁻³ |
| 220 | 2 318 | 840.3 | 11.60 | 1 859 | 4 610 | 3 110 | 0.650 | 0.0442 | 0.122 × 10 ⁻³ | 1.641 × 10 ⁻⁵ | 0.865 | 1.15 | 1.520 × 10 ⁻³ |
| 240 | 3 344 | 813.7 | 16.73 | 1 767 | 4 760 | 3 520 | 0.632 | 0.0487 | 0.111 × 10 ⁻³ | 1.712 × 10 ⁻⁵ | 0.836 | 1.24 | 1.720 × 10 ⁻³ |
| 260 | 4 688 | 783.7 | 23.69 | 1 663 | 4 970 | 4 070 | 0.609 | 0.0540 | 0.102 × 10 ⁻³ | 1.788 × 10 ⁻⁵ | 0.832 | 1.35 | 2.000 × 10 ⁻³ |
| 280 | 6 412 | 750.8 | 33.15 | 1 544 | 5 280 | 4 835 | 0.581 | 0.0605 | 0.094 × 10 ⁻³ | 1.870 × 10 ⁻⁵ | 0.854 | 1.49 | 2.380 × 10 ⁻³ |
| 300 | 8 581 | 713.8 | 46.15 | 1 405 | 5 750 | 5 980 | 0.548 | 0.0695 | 0.086 × 10 ⁻³ | 1.965 × 10 ⁻⁵ | 0.902 | 1.69 | 2.950 × 10 ⁻³ |
| 320 | 11 274 | 667.1 | 64.57 | 1 239 | 6 540 | 7 900 | 0.509 | 0.0836 | 0.078 × 10 ⁻³ | 2.084 × 10 ⁻⁵ | 1.00 | 1.97 | — |
| 340 | 14 586 | 610.5 | 92.62 | 1 028 | 8 240 | 11 870 | 0.469 | 0.110 | 0.070 × 10 ⁻³ | 2.255 × 10 ⁻⁵ | 1.23 | 2.43 | — |
| 360 | 18 651 | 528.3 | 144.0 | 720 | 14 690 | 25 800 | 0.427 | 0.178 | 0.060 × 10 ⁻³ | 2.571 × 10 ⁻⁵ | 2.06 | 3.73 | — |
| 374.14 | 22 090 | 317.0 | 317.0 | 0 | ∞ | ∞ | ∞ | ∞ | 0.043 × 10 ⁻³ | 4.313 × 10 ⁻⁵ | — | — | — |

Nota 1: La viscosidad cinemática ν y la difusividad térmica α se pueden calcular a partir de sus definiciones, $\nu = \mu/\rho$ y $\alpha = k/\rho c_p = \nu/Pr$. Las temperaturas de 0.01°C, 100°C y 374.14°C son las temperaturas de los puntos triple, de ebullición y crítico del agua, respectivamente. Las propiedades cuya lista se da arriba (excepto la densidad del vapor) se pueden usar a cualquier presión con error despreciable, excepto a temperaturas cercanas al valor del punto crítico.

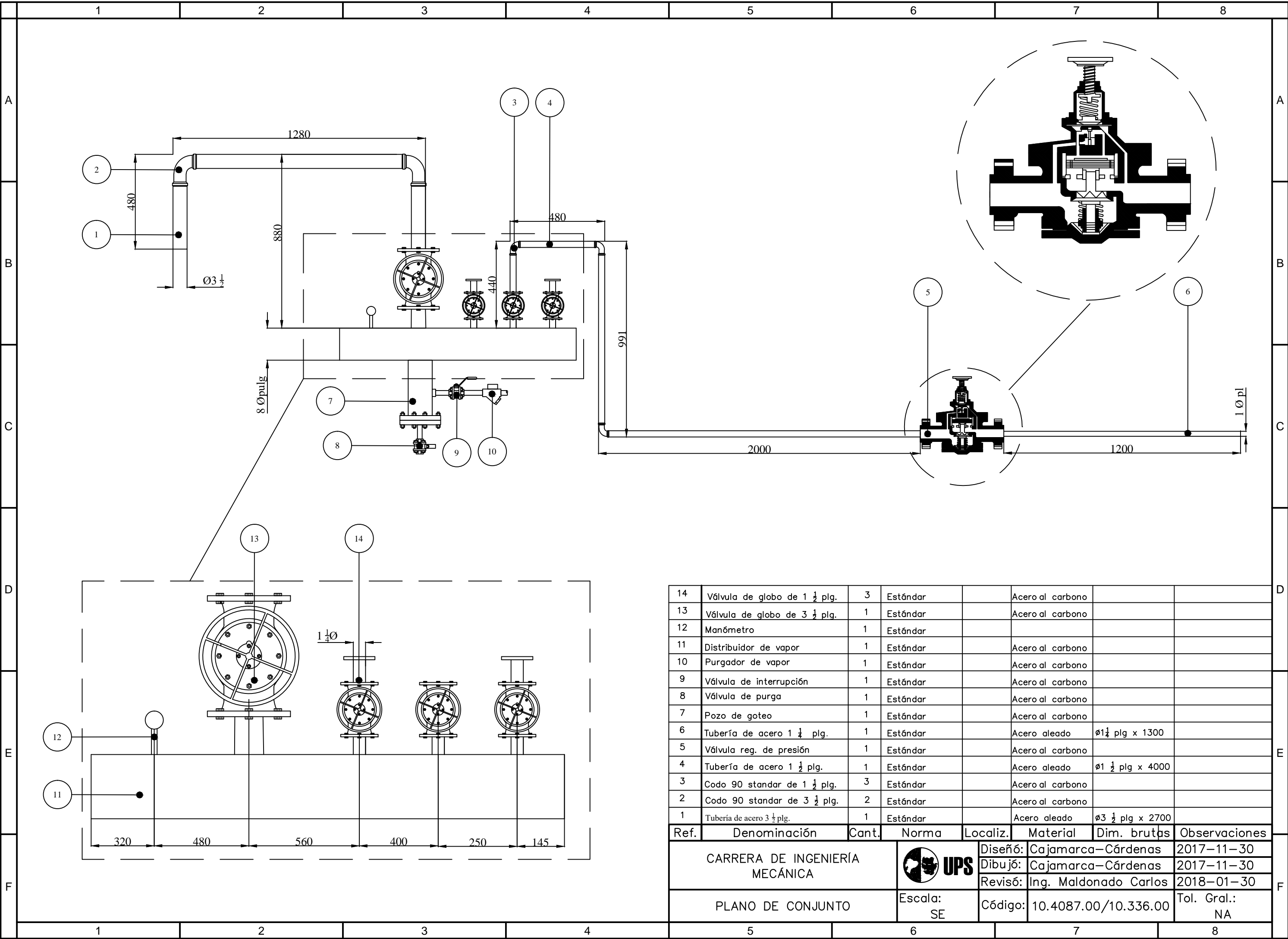
Nota 2: La unidad kJ/kg · °C, para el calor específico, es equivalente a kJ/kg · K y la unidad W/m · °C, para la conductividad térmica es equivalente a W/m · K.


Fuente: Los datos de la viscosidad y la conductividad térmica se tomaron de J. V. Sengers y J. T. R. Watson, *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 15 (1986) págs. 901-1222. Los otros datos se obtuvieron de diversas fuentes o se calcularon.

Anexo D

Tabla 9.1 - Selección del material y espesor de aislamiento (en milímetros).

| Temperatura °C | | 100 | 150 | 200 | 250 | 300 | 350 | 400 | 450 | 500 | 550 |
|------------------|----------|-------------------------------|-----|-----|-----|-------------------|-----|-----|-------------------|-----|-----|
| Diámetro tubería | | Espesores de aislamiento (mm) | | | | | | | | | |
| ANSI (") | DIN (mm) | | | | | | | | | | |
| 1 | 25 | 30 | 30 | 40 | 40 | 50 | 60 | 60 | 70 | 80 | 90 |
| 1 1/2 | 40 | 30 | 30 | 40 | 50 | 60 | 60 | 70 | 70 | 80 | 90 |
| 2 | 50 | 30 | 40 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 80 | 90 | 100 |
| 2 1/2 | 65 | 40 | 40 | 50 | 60 | 70 | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 |
| 3 | 80 | 40 | 50 | 50 | 60 | 70 | 70 | 80 | 90 | 110 | 120 |
| 4 | 100 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 80 | 90 | 100 | 120 | 130 |
| 6 | 150 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 | 120 | 130 | 140 |
| 8 | 200 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 110 | 120 | 130 | 140 | 160 |
| 10 | 250 | 60 | 70 | 80 | 90 | 90 | 110 | 120 | 130 | 150 | 170 |
| 12 | 300 | 60 | 70 | 80 | 90 | 110 | 120 | 130 | 140 | 160 | 180 |
| 14 | 350 | 60 | 70 | 80 | 100 | 110 | 120 | 140 | 150 | 170 | 180 |
| 16 | 400 | 60 | 70 | 90 | 100 | 120 | 120 | 140 | 150 | 170 | 190 |
| 20 | 500 | 70 | 80 | 90 | 110 | 120 | 130 | 150 | 160 | 180 | 200 |
| 24 | 600 | 70 | 80 | 100 | 110 | 130 | 140 | 150 | 180 | 190 | 210 |
| Material | | Fibra mineral 70 | | | | Fibra mineral 100 | | | Fibra mineral 125 | | |



| | | | | | | | |
|--------------------------------|------------------------------|-------|---|----------|-----------------------|-------------------|---------------|
| 14 | Válvula de globo de 1 ½ plg. | 3 | Estándar | | Acero al carbono | | |
| 13 | Válvula de globo de 3 ½ plg. | 1 | Estándar | | Acero al carbono | | |
| 12 | Manómetro | 1 | Estándar | | | | |
| 11 | Distribuidor de vapor | 1 | Estándar | | Acero al carbono | | |
| 10 | Purgador de vapor | 1 | Estándar | | Acero al carbono | | |
| 9 | Válvula de interrupción | 1 | Estándar | | Acero al carbono | | |
| 8 | Válvula de purga | 1 | Estándar | | Acero al carbono | | |
| 7 | Pozo de goteo | 1 | Estándar | | Acero al carbono | | |
| 6 | Tubería de acero 1 ¼ plg. | 1 | Estándar | | Acero aleado | Ø1¼ plg x 1300 | |
| 5 | Válvula reg. de presión | 1 | Estándar | | Acero al carbono | | |
| 4 | Tubería de acero 1 ½ plg. | 1 | Estándar | | Acero aleado | Ø1 ½ plg x 4000 | |
| 3 | Codo 90 standar de 1 ½ plg. | 3 | Estándar | | Acero al carbono | | |
| 2 | Codo 90 standar de 3 ½ plg. | 2 | Estándar | | Acero al carbono | | |
| 1 | Tubería de acero 3 ½ plg. | 1 | Estándar | | Acero aleado | Ø3 ½ plg x 2700 | |
| Ref. | Denominación | Cant. | Norma | Localiz. | Material | Dim. brutas | Observaciones |
| CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA | | |  | Diseño: | Cajamarca—Cárdenas | 2017—11—30 | |
| | | | | Dibujo: | Cajamarca—Cárdenas | 2017—11—30 | |
| | | | | Revisó: | Ing. Maldonado Carlos | 2018—01—30 | |
| PLANO DE CONJUNTO | | | Escala: SE | Código: | 10.4087.00/10.336.00 | Tol. Gral.: NA | |